

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **DIPLOMSKI RAD**

**Vicko Dorić**

Zagreb, 2014.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović, dipl. ing.

.

Student:

Vicko Dorić

Zagreb, 2014.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se svome mentoru prof. dr.sc Zvonimiru Guzoviću na stručnoj pomoći te ustupljenom vremenu pri samoj izradi diplomskog rada.

Vicko Dorić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
**FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE**



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite  
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:  
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

## DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Vicko Dorić**

Mat. br.: 0035169058

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Konstrukcija turboekspandera za organski Rankineov ciklus (ORC)**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Design of turbo-expanders for organic Rankine cycle (ORC)**

Opis zadatka:

Organski Rankineov ciklus (ORC) je danas vodeća tehnologija za pretvorbu toplinske energije u mehanički rad kada je u pitanju ispušna toplina plinskih turbina ili motora s unutarnjim izgaranjem, toplina nastala izgaranjem biomase te solarna i geotermalna energija. Pri tome korištenje organske pare umjesto pare ima svoje prednosti kada su u pitanju mikro (0,5 do 10 kW), mini (10 do 300 kW) i postrojenja srednje snage (300 kW do 5 MW i više). Do sada su analize ORC-a bile usredotočene na termodinamiku ciklusa i odabir radnog fluida u cilju poboljšanja termodinamičke iskoristivosti ciklusa. Relativno mala pažnja je posvećivana optimizaciji konstrukcije ekspandera za pretvorbu toplinske energije u korisni mehanički rad za pogon električnog generatora. U pravilu to su volumni ekspanderi ili turboekspanderi.

U okviru diplomskog rada potrebno je:

1. predložiti shemu organskog ORC-a za pretvorbu solarne energije u korisni mehanički rad odn. električnu energiju;
2. prikazati moguće izvedbe ekspandera koji se primjenjuju kod ORC-a, uz detaljan opis turboekspandera;
3. provesti termodinamički proračun predložene sheme ORC-a za uvjete odabrane lokacije u priobalju Republike Hrvatske tako da nominalna električna snaga postrojenja iznosi 100 kW. Pri tome je proračun potrebno provesti za nekoliko radnih fluida koji su prema analizama u literaturi predloženi kao povoljni za primjenu u slučaju solarne energije;
4. provesti termodinamički i aerodinamički proračun aksijalnog i radijalnog tipa turboekspandera za radni fluid ORC-a koji je ocijenjen kao najpovoljniji sa stanovišta konstrukcije turboekspandera;
5. izraditi crtež uzdužnog presjeka optimalne konstrukcije turboekspandera s glavnim mjerama.

U radu treba navesti korištenu literaturu kao i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

8. svibnja 2014.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

Rok predaje rada:

10. srpnja 2014.

Predviđeni datumi obrane:

16., 17. i 18. srpnja 2014.

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

## SADRŽAJ

SADRŽAJ .....	I
POPIS SLIKA .....	VI
POPIS TABLICA.....	VII
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE .....	VIII
POPIS OZNAKA .....	IX
SAŽETAK.....	XIII
SUMMARY .....	XIV
1. UVOD.....	1
2. ORGANSKI RANKINEOV CIKLUS (ORC) .....	2
2.1. Obnovljivi izvori energije .....	3
2.1.1. Geotermalna energija u Hrvatskoj .....	3
2.1.2. Sunčeva energija u Hrvatskoj .....	5
2.2. Ekspanderi organskog Rankine-ovog ciklusa .....	8
2.2.1. Turboekspander.....	9
2.2.2. Vijčani ekspander.....	10
2.2.3. Spiralni ekspander.....	11
2.2.4. Zračni motor kao ekspander.....	12
2.3. Radni fluid.....	13
2.3.1. Odabir radnog fluida .....	15
2.3.2. Izopentan.....	18
3. TERMODINAMIČKI PRORAČUN ORC.....	19
3.1. Odabir lokacije .....	20
3.2. Odabrani kolektori .....	21
3.3. Matematički model .....	23
3.3.1. Ulazni podaci .....	23
3.3.2. Krug radnog fluida (Izopentan) .....	24
3.3.3. Entalpija na izlazu iz turbine.....	24
3.3.4. Entalpije nakon kondenzatora .....	24
3.3.5. Entalpija nakon pumpe .....	25
3.3.6. Toplinski tok isparivača .....	25
3.3.7. Toplinski tok kondenzatora.....	25
3.3.8. Protok rashladnog medija.....	25
3.3.9. Pinch točka.....	26
3.3.10. Snaga pumpe za ogrjevni medij .....	26
3.3.11. Snaga pumpe rashladnog medija.....	26
3.3.12. Snaga turbine .....	27
3.3.13. Ukupna snaga ORC.....	27
4. TERMODINAMIČKI I AERODINAMIČKI PRORAČUN AKSIJALNE TURBINE .....	28
4.1. Proračun regulacijskog stupnja aksijalne turbine.....	28
4.1.1. Ulazni podaci .....	28

4.1.2.	Odabiremo srednji promjer .....	28
4.1.3.	Odabiremo broj okretaja .....	28
4.1.4.	Obodna brzina na srednjem promjeru .....	28
4.1.5.	Pretpostavljeni optimalni odnos obodne i fiktivne brzine regulacijskog stupnja .....	28
4.1.6.	Fiktivna brzina regulacijskog stupnja .....	28
4.1.7.	Izentropski toplinski pad regulacijskog stupnja.....	29
4.1.8.	Izentropski toplinski padovi u pojedinim rešetkama regulacijskog kola .....	29
4.1.9.	Odnos tlaka na izlazu i ulazu u sapnice .....	31
4.1.10.	Teoretska apsolutna brzina pare na izlazu iz sapnica .....	31
4.1.11.	Brzina zvuka za stanje na izlazu iz sapnica .....	31
4.1.12.	Machov broj na izlazu iz sapnica.....	31
4.1.13.	Faktor kritičnog strujanja .....	31
4.1.14.	Potrebna površina izlaznog presjeka sapnica (za $M_{1t} > 1$ ).....	32
4.1.15.	Fiktivna visina sapnica:.....	32
4.1.16.	Parcijalnost sapnica.....	32
4.1.17.	Stvarna visina sapnice.....	32
4.1.18.	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz sapnice .....	33
4.1.19.	Gubitak sapnice.....	33
4.1.20.	Stvarna relativna brzina na ulazu u prvi rotor.....	33
4.1.21.	Kut stvarne relativne brzine na ulazu u prvi rotor .....	33
4.1.22.	Teoretska relativna brzina na izlazu iz prvog rotora.....	33
4.1.23.	Machov broj za stanje na izlazu iz prvog rotora .....	34
4.1.24.	Potrebna površina izlaznog presjeka.....	34
4.1.25.	Potrebno prekrivanje između sapnice i lopatica rotora.....	34
4.1.26.	Visina lopatice prvog rotora.....	34
4.1.27.	Kut relativne brzine na izlazu iz prvog rotora.....	34
4.1.28.	Koeficijent gubitka brzine prvoga rotora .....	35
4.1.29.	Stvarna relativna brzina na izlazu iz prvog rotora .....	35
4.1.30.	Gubici u rešetci prvoga rotora.....	35
4.1.31.	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz rešetke.....	35
4.1.32.	Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz rotora .....	35
4.1.33.	Teoretska apsolutna brzina na izlazu iz skretnih lopatica.....	36
4.1.34.	Machov broj za stanje na izlazu iz skretnih lopatica.....	36
4.1.35.	Potrebna površina izlaznog presjeka skretnih lopatica .....	36
4.1.36.	Visina skretnih lopatica.....	36
4.1.37.	Kut apsolutne brzine na izlazu iz skretnih lopatica.....	37
4.1.38.	Koeficijent gubitka brzine skretnih lopatica .....	37
4.1.39.	Gubitak u skretnim lopaticama .....	37
4.1.40.	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz skretnih lopatica .....	37
4.1.41.	Stvarna relativna brzina na ulazu u drugi rotor .....	37
4.1.42.	Kut stvarne relativne brzine na ulazu u drugi rotor .....	38
4.1.43.	Teoretska relativna brzina na izlazu iz drugog rotora.....	38
4.1.44.	Machov broj za stanje na izlazu iz drugog rotora .....	38
4.1.45.	Potrebna površina izlaznog presjeka.....	38
4.1.46.	Visina lopatice drugog rotora.....	39
4.1.47.	Kut relativne brzine na izlazu iz drugog rotora.....	39
4.1.48.	Koeficijent gubitka brzine drugog rotora.....	39
4.1.49.	Stvarna relativna brzina na izlazu iz drugog rotora .....	39
4.1.50.	Gubici u rešetci drugog rotora .....	39
4.1.51.	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz rešetke.....	40

4.1.52. Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz rotora .....	40
4.1.53. Gubitak izlazne brzine .....	40
4.1.54. Iskoristivost na obodu regulacijskog kola.....	40
4.1.55. Gubitak uslijed parcijalnosti .....	41
4.1.56. Gubitak na krajevima segmenata sapnice .....	41
4.1.57. Unutarnja izentropska iskoristivost.....	41
4.1.58. Stvarni iskorišteni toplinski pad.....	41
4.1.59. Stvarno stanje na izlazu iz regulacijskog stupnja.....	42
4.1.60. Snaga regulacijskog stupnja.....	42
4.1.61. Trokuti brzina regulacijskog stupnja .....	42
4.2. Termodinamički proračun 2.stupnja iza regulacijskog stupnja .....	44
4.2.1. Srednji promjer stupnja .....	44
4.2.2. Broj okretaja.....	44
4.2.3. Obodna brzina na srednjem promjeru .....	44
4.2.4. Reaktivnost stupnja na srednjem promjeru .....	44
4.2.5. Optimalni odnos obodne i fiktivne brzine .....	44
4.2.6. Fiktivna brzina stupnja.....	45
4.2.7. Izentropski toplinski pad stupnja .....	45
4.2.8. Izentropski pad u statorskoj rešetci .....	45
4.2.9. Izentropski pad u rotorskoj rešetci .....	45
4.2.10. Stanje na ulazu u stupanj (izlaz iz regulacijskog stupnja) .....	45
4.2.11. Stanje na izlazu iz statorske rešetke .....	46
4.2.12. Stanje na izlazu iz rotorske rešetke .....	46
4.2.13. Teorijska apsolutna brzina na izlazu iz statorske rešetke .....	46
4.2.14. Machov broj na izlazu iz statorske rešetke .....	46
4.2.15. Potrebna površina izlaznog presjeka statorske rešetke (za $M_{1t} < 1$ ) .....	47
4.2.16. Fiktivna visina statorskih lopatica .....	47
4.2.17. Parcijalnost statorske rešetke .....	47
4.2.18. Stvarna visina statorskih lopatica drugog stupnja.....	47
4.2.19. Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz statorske rešetke .....	47
4.2.20. Gubitak statorske rešetke .....	48
4.2.21. Stvarna relativna brzina na ulazu u rotorsku rešetku .....	48
4.2.22. Kut stvarne relativne brzine na ulazu u rotorsku rešetku.....	48
4.2.23. Teoretska relativna brzina na izlazu iz rotorske rešetke .....	48
4.2.24. Machov broj za stanje na izlazu rotorske rešetke .....	48
4.2.25. Potrebna površina izlaznog presjeka rotorske rešetke .....	49
4.2.26. Potrebno prekrivanje između statorskih i rotorskih lopatica .....	49
4.2.27. Visina rotorskih lopatica .....	49
4.2.28. Kut relativne brzine na izlazu rotorske rešetke .....	49
4.2.29. Koeficijent gubitka brzine rotora .....	49
4.2.30. Stvarna relativna brzina na izlazu rotora.....	49
4.2.31. Gubici u rotorskoj rešetci.....	50
4.2.32. Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz stupnja .....	50
4.2.33. Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz rotora .....	50
4.2.34. Gubitak uslijed izlazne brzine.....	50
4.2.35. Iskoristivost na obodu stupnja .....	50
4.2.36. Gubitak na krajevima segmenta statorske rešetke .....	51
4.2.37. Gubitak uslijed prestrujavanja u stupnju.....	51
4.2.38. Unutarnja izentropska iskoristivost stupnja .....	51
4.2.39. Iskorišteni toplinski pad .....	51

4.2.40.	Gubitak stupnja .....	52
4.2.41.	Stanje na izlazu iz stupnja .....	52
4.2.42.	Unutarnja snaga stupnja .....	52
4.2.43.	Trokut brzina .....	52
4.3.	Termodinamički proračun ostalih stupnjeva .....	54
5.	LJUNGSTROMOVA RADIJALNA TURBINA .....	57
5.1.	Termodinamički i aerodinamični proračun ljungstrom-ove radijalne turbine .....	58
5.1.1.	Proračun prvog stupnja .....	58
5.1.2.	Parametri na ulazu u turbinu .....	58
5.1.3.	Određivanje obodne brzine na prvom radijusu .....	58
5.1.4.	Određivanje fiktivne brzine na ulazu u prvi rotor .....	59
5.1.5.	Računanje relativne brzine na ulazu u prvi rotor .....	59
5.1.6.	Određivanje visine lopatice .....	59
5.1.7.	Obodna brzina na radijusu $r_2$ .....	59
5.1.8.	Izentropski toplinski pad prvog rotora .....	60
5.1.9.	Stvara relativna brzina na izlazu iz prvog rotora .....	60
5.1.10.	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz prvog rotora .....	60
5.1.11.	Tangencijalna brzina na ulazu u prvi rotor .....	60
5.1.12.	Snaga prvog prstena .....	60
5.1.13.	Izentropska entalpija na izlazu iz prvog rotora .....	61
5.1.14.	Stvarna entalpija na izlazu iz prvog rotora .....	61
5.1.15.	Dužina lopatice .....	61
5.1.16.	Iskoristivost prvog stupnja .....	62
5.2.	Proračun ostalih stupnjeva .....	63
5.3.	Trokut brzina Ljungstrom-ove turbine .....	65
6.	RADIJALNA TURBINA .....	66
6.1.	Termodinamički i aerodinamični proračun radijalne turbine .....	67
6.1.1.	Ulazni podaci .....	67
6.1.2.	Promjer na ulazu u rotor .....	67
6.1.3.	Kutna brzina .....	68
6.1.4.	Obodna brzina na ulazu u rotor .....	68
6.1.5.	Meridionalna komponenta apsolutne brzine na ulazu .....	68
6.1.6.	Tangencijalna komponenta apsolutne brzine na ulazu .....	68
6.1.7.	Apsolutna brzina na ulazu u rotor .....	68
6.1.8.	Kut apsolutne brzine na ulazu u rotor .....	69
6.1.9.	Kut relativne brzine na ulazu u rotor .....	69
6.1.10.	Relativna brzina na ulazu u rotor .....	69
6.1.11.	Površina na ulazu u rotor .....	69
6.1.12.	Machov broj na ulazu u rotor .....	70
6.1.13.	Zaustavni tlak na ulazu u rotor .....	70
6.1.14.	Obodna brzina na izlazu iz rotora .....	70
6.1.15.	Meridionalna komponente apsolutne brzine na izlazu .....	70
6.1.16.	Tangencijalna komponenta apsolutne brzine na izlazu .....	70
6.1.17.	Apsolutna brzina na izlazu iz rotora .....	71
6.1.18.	Kut relativne brzine na izlazu iz rotora .....	71
6.1.19.	Relativna brzina na izlazu iz rotora .....	71
6.1.20.	Površina na izlazu iz rotora .....	71
6.1.21.	Machov broj na izlazu iz rotora .....	72
6.1.22.	Zaustavni tlak na izlazu iz rotora .....	72



---

6.1.23. Omjer tlakova.....	72
6.1.24. Snaga turbine .....	72
6.1.25. Pad temperatura .....	73
6.1.26. Temperatura na ulazu u rotor .....	73
6.1.27. Zaustavna temperatura na izlazu iz rotora .....	73
6.1.28. Temperatura na izlazu iz rotora .....	73
6.1.29. Trokuti brzina.....	74
6.1.30. Stanje na izlazu iz radijalne turbine .....	75
7. ZAKLJUČAK.....	76
PRILOZI.....	77
LITERATURA.....	78

## POPIS SLIKA

Slika 1. T- s dijagram za izopentana [2].....	2
Slika 2. Geotermalni temperaturni gradijent [1] .....	4
Slika 3. Godišnje zračenje pod optimalnim kutom .....	6
Slika 4. Turboekspander [5] .....	9
Slika 5. Vijčani ekspander [6].....	10
Slika 6. Spiralni ekspander.....	11
Slika 7. Rotacijski ekspander sa lopaticama [16].....	12
Slika 8. T- s dijagram mokrog fluida[6].....	13
Slika 9. T – s dijagram suhog fluida [6] .....	14
Slika 10. T – s dijagram izentropskog fluida [6].....	14
Slika 11. T- s dijagram za izopentan sa prikazom različitih tlakova.....	18
Slika 12. Shema ORC [10] .....	19
Slika 13. Solarni kolektor [11] .....	21
Slika 14. h – s dijagram za regulacijski stupanj .....	30
Slika 15. Trokut brzina regulacijskog stupnja.....	43
Slika 16. Trokut brzina 2.stupnja .....	53
Slika 17. T- s dijagram procesa u aksijalnoj turbini.....	56
Slika 18. Ljungstrom-ova turbina [23] .....	57
Slika 19. Dužina lopatice Ljungstrom-ove turbine [12].....	62
Slika 20. T – s dijagram Ljungstrom-ove turbine .....	64
Slika 21. Trokut brzina Ljungstromove turbine .....	65
Slika 22. Presjek radijalne turbine [23] .....	66
Slika 23. Ulazni trokut brzina u radijalnu turbinu.....	74
Slika 24. Izlazni trokut brzina radijalne turbine .....	74
Slika 25. T – s dijagram radijalne turbine .....	75

## POPIS TABLICA

Tablica 1. Ozračenje po gradovima.....	7
Tablica 2. Popis ekspandera za ORC i njihove snage [4] .....	8
Tablica 3. Preliminarni izbor radnih fluida [7] .....	15
Tablica 4. Ograničenja radnih fluida za ORC .....	16
Tablica 5. Svojstva Izopentana.....	18
Tablica 6. Mjesečna insolacija na odabranoj lokaciji [3].....	20
Tablica 7. Tehnički podaci solarnih kolektora .....	22
Tablica 8. Točke stanja, očitano iz REFPROP-a .....	30
Tablica 9. Trokuti brzina regulacijskog stupnja.....	42
Tablica 10. trokut brzina 2. stupnja.....	52
Tablica 11. Termodinamički proračun ostalih stupnjeva aksijalne turbine .....	54
Tablica 12. Izentropska entalpija na izlazu iz prvog rotora .....	61
Tablica 13. Stvarno stanje na izlazu iz prvog rotora .....	61
Tablica 14. Proračun ostalih stupnjeva Ljungstrom-ove turbine .....	63
Tablica 15. Stanje na izlazu iz radijalne turbine .....	75

## **POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE**

BROJ CRTEŽA	Naziv iz sastavnice
1.	Aksijalna turbina za ORC

## POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
$\left(\frac{u}{c_F}\right)_{\text{opt}}$	/	Optimalni odnos obodne i fiktivne brzine
$p_0'$	bar	Tlak na ulazu z turbinu nakon priušenja
$\Delta l_{\min}$	m	Potrebno prekrivanje između statorskih i rotorskih lopatica aksijalne turbine
$h_0$	kJ/kg	Entalpija na ulazu u turbinu
$h_1$	kJ/kg	Entalpija radnog fluida na ulazu u turbinu
$h_2$	kJ/kg	Entalpija na izlazu iz turbine
$h_{2IS}$	kJ/kg	Izentropska entalpija na izlazu iz turbine
$h_3$	kJ/kg	Entalpija na izlazu iz kondenzatora
$h_4$	kJ/kg	Entalpija radnog medija nakon pumpe
$h_{4IS}$	kJ/kg	Izentropska entalpija na izlazu iz pumpe
$h_{w1}$	kJ/kg	Entalpija glikolne smjese na izlazu iz kolektora
$h_{w2}$	kJ/kg	Entalpija glikolne smjese na ulazu kolektore
$A_1$	m <sup>2</sup>	Površina na ulazu u radijalnu turbinu
$A_2$	m <sup>2</sup>	Površina na izlazu iz radijalne turbine
$B_2$	m	Širina statorskih lopatica
$B_{kr}$	/	Faktor kritičnog strujanja
$F_1$	m <sup>2</sup>	Potrebna površina izlaznog presjeka sapnice, statorske rešetke regulacijskog stupnja
$F_1'$	m <sup>2</sup>	Potrebna površina izlaznog presjeka skretnih lopatica
$F_2$	m <sup>2</sup>	Potrebna površina izlaznog presjeka prvog rotora regulacijskog stupnja
$F_2'$	m <sup>2</sup>	Potrebna površina izlaznog presjeka drugog rotora regulacijskog stupnja
$H_h$	Wh/m <sup>2</sup> /dan	Zračenje na horizontalnu površinu
$H_{\text{opt}}$	Wh/m <sup>2</sup> /dan	Zračenje na površinu pod optimalnim kutom
$M_{1t}$	/	Machov broj za stanje na izlazu iz sapnice
$M_{1t}'$	/	Machov broj za stanje na izlazu iz skretnih lopatica
$M_{2t}$	/	Machov broj za stanje na izlazu iz prvog rotora
$M_{2t}'$	/	Machov broj na izlazu iz drugog rotora regulacijskog stupnja
$P_{\text{ORC}}$	kW	Ukupna snaga ORC
$P_{RS}$	kW	Snaga regulacijskog stupnja
$P_k$	kW	Snaga pumpe rashladnog medija
$P_t$	kW	Snaga turbine
$P_w$	kW	Snaga pumpe za ogrijevni medij
$Q_k$	kW	Toplinski tok na kondenzatoru

$Q_w$	kW	Toplinski tok na isparivaču
$R_1$	%	Reaktivnost prvog rotora regulacijskog stupnja
$R_2$	%	Reaktivnost drugog rotora regulacijskog stupnja
$R_{SL}$	%	Reaktivnost skretnih lopatica regulacijskog stupnja
$R_p$	/	Plinska konstanta izopentana
$T_0$	°C	Temperatura na ulazu u turbinu
$T_{24}$	°C	Srednja mjesečna temperatura
$a_1$	m/s	Brzina zvuka za stanje na izlazu iz sapnice
$b_m$	m	Visina lopatica Ljungstromove turbine te zazor među lopaticama
$c_1$	m/	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz sapnice
$c'_1$	m/s	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz skretnih lopatica
$c_{1t}$	m/s	Teoretska apsolutna brzina pare na izlazu iz sapnice
$c_{1m}$	m/s	Meridijalna komponenta apsolutne brzine na ulazu u radijalnu turbinu
$c_{1t}$	m/s	Tangencijalna brzina na ulazu u rotor Ljungstromove
$c'_{1t}$	m/s	Teoretska apsolutna brzina na izlazu iz skretnih lopatica
$c_2$	m/s	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz prvog rotora regulacijskog stupnja te rotorske rešetke
$c'_2$	m/s	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz rešetke
$c_{2m}$	m/s	Meridijalna komponenta apsolutne brzine na izlazu iz radijalne turbine
$c_F$	m/s	Fiktivna brzina regulacijskog stupnja, fiktivna brzina stupnja
$d_{sr}$	m	Srednji promjer regulacijskog stupnja, srednji promjer stupnja
$e_1$	/	Parcijalnost sapnice
$l_1$	m	Visina sapnice, statorske rešetke regulacijskog stupnja
$l_2$	m	Visina lopatice prvog rotora regulacijskog stupnja, rotorske rešetke
$l'_2$	m	Visina lopatica drugog rotora regulacijskog stupnja
$l_{SL}$	m	Visina skretnih lopatica
$p_0$	bar	Tlak u isparivaču
$p_{01}$	bar	Zaustavni tlak na ulazu u rotor radijalne turbine
$p_{02}$	bar	Zaustavni tlak na ulazu u rotor radijalne turbine
$q_{m,K}$	kg/s	Protok rashladnog medija
$q_{m,RT}$	kJ/kg	Protok radne tvari
$q_{m,w}$	kg/s	Protok ogrjevnog medija kroz kolektore
$r_{omjer}$	/	Omjer radijusa radijalne turbine
$u_1$	m/s	Obodna brzina na ulaznom radijusu rotorske lopatice Ljungstromove turbine
$u_2$	m/s	Obodna brzina na izlaznom radijusu rotorske lopatice Ljungstromove turbine
$w_1$	m/s	Stvarna relativna brzina na ulazu u prvi rotor

$w_1'$	m/s	Stvarna relativna brzina na ulazu u drugi rotor regulacijskog kola
$w_2$	m/s	Stvarna relativna brzina na izlazu iz prvog rotora regulacijskog stupnja te rotorske rešetke
$w_2'$	m/s	Stvarna relativna brzina na izlazu iz drugog rotora regulacijskog stupnja
$w_{2t}$	m/s	Teoretska relativna brzina na izlazu iz prvog rotora
$w_{2t}'$	m/s	Teoretska relativna brzina na izlazu iz drugog rotora regulacijskog stupnja
$\Delta\vartheta_{pinc}$	°C	Temperaturna razlika kod pinch točke
$\alpha_1'$	°	Kut apsolutne brzine na izlazu iz skretnih lopatica
$\alpha_2$	°	Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz prvog rotora regulacijskog stupnja te rotorske rešetke
$\alpha_2$	°	Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz drugog rotora regulacijskog stupnja
$\beta_1$	°	Kut stvarne relativne brzine na ulazu u prvi rotor, kut stvarne relativne brzine na ulazu u rotorsku rešetku
$\beta_1'$	°	Kut stvarne relativne brzine na ulazu u drugi rotor regulacijskog stupnja
$\beta_2$	°	Kut relativne brzine na izlazu iz prvog rotora, izlazni kut profila lopatice prvog rotora
$\beta_2'$	°	Kut relativne brzine na izlazu iz drugog rotora
$\delta_r$	m	Veličina radijalnog zazora u stupnju
$\zeta_{parc}$	/	Gubitak uslijed parcijalnosti
$\zeta_{pr}$	/	Gubitak uslijed prestujavanja
$\zeta_{seg}$	/	Gubitak na krajevima segmenta
$\eta_R$	/	Iskoristivost rotora radijalne turbine
$\eta_i$	/	Unutarnja izentropska iskoristivost
$\eta_u$	/	Iskoristivost na obodu
$\mu_1$	/	Koeficijent protoka pare kroz sapnicu
$\mu_1'$	/	Koeficijent skretnih lopatica
$\mu_2$	/	Koeficijent protoka pare prvog rotora
$\mu_2'$	/	Koeficijent protoka za drugi rotor regulacijskog stupnja
$\psi_{R2}$	/	Koeficijent gubitka brzine drugog rotora regulacijskog stupnja
$\psi_{SL}$	/	Koeficijent gubitka skretnih lopatica
$\psi_p$	/	Faktor punjenja stupnja
$\vartheta_1$	°C	Temperatura na ulazu u turbinu
$\vartheta_2$	°C	Temperatura na izlazu iz turbine
$\vartheta_3$	°C	Temperatura radnog medija na izlazu iz kondenzatora
$\vartheta_{RW1}$	°C	Temperatura mora na ulazu u kondenzator
$\vartheta_{RW2}$	°C	Temperatura mora na izlazu iz kondenzatora
$\vartheta_{w1}$	°C	Temperatura glikolne smjese na izlazu iz kolektora
$\vartheta_{w2}$	°C	Temperatura glikolne smjese na ulazu u kolektore

$n$	o/min	Broj okretaja turbine
$\Delta h_{R_1, is}$	kJ/kg	Izentropski toplinski pad prvog rotora regulacijskog stupnja
$\Delta h_{R_2, is}$	kJ/kg	Izentropski toplinski pad drugog rotora regulacijskog stupnja
$\Delta h_{0, is}$	kJ/kg	Izentropski toplinski pad regulacijskog stupnja
$\Delta h_{1, is}$	kJ/kg	Izentropski toplinski pad u rotoru Ljungstromove turbine
$\Delta h_{R, is}$	kJ/kg	Izentropski pad u rotorskoj rešetci
$\Delta h_{S, is}$	kJ/kg	Izentropski toplinski pad sapnice regulacijskog stupnja
$\Delta h_{S, is}$	kJ/kg	Izentropski pad u statorskoj rešetci
$\Delta h_{SL, is}$	kJ/kg	Izentropski toplinski pad skretnih lopatica regulacijskog stupnja
$H$	m	Visina dobave pumpe
$R$	/	Reaktivnost na srednjem promjeru stupnja
$u$	m/s	Obodna brzina na srednjem promjeru
$\Delta h_K$	kJ/kg	Promjena entalpije rashladnog medija
$\Delta h_{g, R1}$	kJ/kg	Gubici u rešetci prvog rotora
$\Delta h_{g, R2}$	kJ/kg	Gubici u rešetci drugog rotora
$\Delta h_{g, SL}$	kJ/kg	Gubitak u skretnim lopaticama regulacijskog kola
$\Delta h_{g, ib}$	kJ/kg	Gubitak izlazne brzine regulacijskog stupnja
$\Delta h_{g, s}$	kJ/kg	Gubitak u sapnici
$\Delta h_g$	kJ/kg	Gubitak stupnja
$\Delta h_i$	kJ/kg	Stvarni iskorišteni toplinski pad
$\Delta \vartheta$	°C	Pad temperature u radijalnoj turbini
$\zeta$	/	Omjer brzina radijalne turbine
$\varphi$	/	Koeficijent gubitka brzine statorskih lopatica
$\psi$	/	Koeficijent gubitka brzine prvog rotora regulacijskog stupnja, gubitak brzine rotorske rešetke
$\omega$	1/s	Kutna brzina
$\kappa$	/	Izentropski eksponent
$\phi$	/	Koeficijent toka



## SAŽETAK

Danas se sve više koriste obnovljivi izvori energije za proizvodnju električne energije, posebno je zanimljiva energija sunca. U ovom radu je obrađen organski Rankine-ov ciklus (ORC). Ova vrsta ciklusa je jednaka klasičnom Rankine-ovom ciklusu samo se umjesto vode koriste organski spojevi koji isparavaju pri znatno nižim temperaturama, stoga možemo koristiti nisko temperaturne izvore kao što su: otpadna toplota iz tehnoloških pogona, geotermalna energija te sunčeva energija.

U sklopu diplomskog rada osmišljena je mala solarna elektrana sa ORC-om te je proveden proračun za tri različita turbo ekspandera, radijalni, aksijalni i ljunstrom-ov radijalni.

Ključne riječi: ORC, aksijalna turbina, solarna elektrana, radijalna turbina, ljunstrom-ova radijalna turbina

## SUMMARY

Today, more and more electric energy is produced from renewable sources, solar energy is particularly interesting. This paper describes the organic Rankin cycle (ORC). This type of cycle is equal to the classical Rankin cycle only instead of water uses organic fluids that vaporize at much lower temperatures, because that it can use a low-temperature source such as waste heat from industry, geothermal energy and solar energy. As part of the thesis a small solar power plant with ORC was designed and a calculation for three different turbo expanders was conducted: radial, axial and Ljungstrom's radial turbine.

Key words: ORC, axial turbine, solar power, radial turbine, the Ljungstrom radial turbine.

## 1. UVOD

Broj ljudi na planeti zemlji eksponencijalno raste tako da smo danas već prošli 7,2 milijarde ljudi. Uzrok takvog povećanja populacije možemo naći u sve boljoj medicinskoj skrbi koja je značajno produžila životni vijek čovjeka. Povećanje populacije za sobom povlači sve veću potrošnju fosilnih goriva, posljedica toga je ogromna količina stakleničkih plinova koji se otpuštaju u atmosferu.

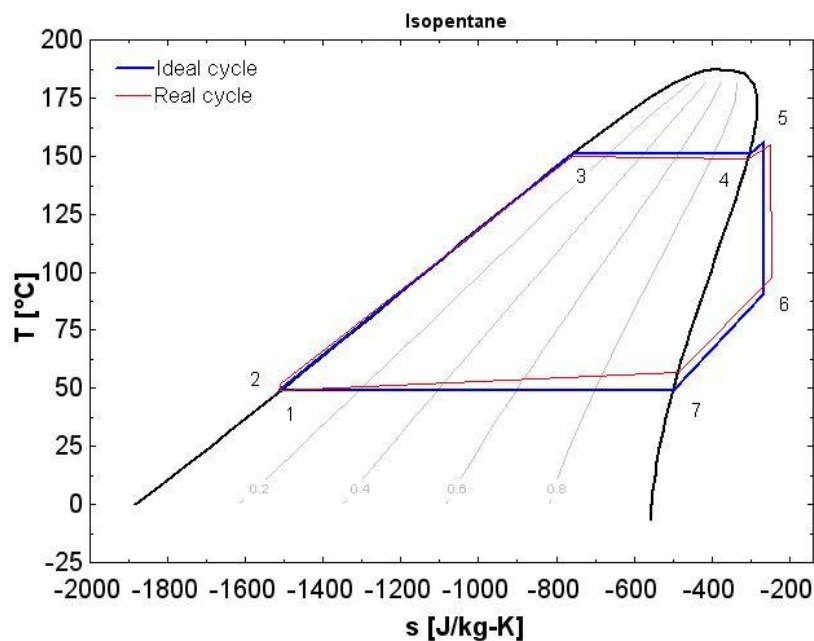
Prošle godine ljudi su u atmosferu ispustilo oko 33 milijarde tona ugljikovog dioksida koji uzrokuje efekt staklenika te se otapa u morima i vodama. Posljedica otapanja u vodi je smanjenje pH vode, vode postaju kiseliije, što nije pogodno za riblje žive organizme. Efekt staklenika je proces u kojem se zemlja lagano zagrijava radi nemogućnosti emitiranja zračenja prema svemiru radi stakleničkih plinova. Prema mjerenjima do sada se temperatura zemlje povećala u prosjeku za 1 °C. Trenutna koncentracija ugljikovog dioksida u atmosferi je 401,88 ppm ( parts per million ). Porast koncentracije na godišnjoj razini između 2004. godine i 2013. godine je oko 2,07 ppm, dok je porast koncentracije između 1994. godine i 2004. godine bio oko 1,87 ppm po godini. Iz ovih podataka se vidi da se naše zagađenje atmosfere samo pogoršava. Energetski sektor zaslužan je za više od 40 % ukupnih emisija ugljikovog dioksida u atmosferu. Radi toga Evropska unija je donijela direktivu 20-20-20. To znači smanjenje emisija ugljikovog dioksida za 20 %, povećanje udjela obnovljivih izvora energije na 20 % te smanjenje potrošnje primarnih energenata za 20 %. Pod obnovljivim izvorima energije se podrazumijevaju sunčeva energija, energija vjetra, geotermalna energija, te male hidro elektrane. Za iskorištenje solarne energije i geotermalne energije je jako pogodan organski Rankine-ov ciklus (ORC), jer se isparavanje događa na manjim temperaturama.

## 2. ORGANSKI RANKINEOV CIKLUS (ORC)

ORC je termodinamički proces koji koristi organski fluid velike molekularne mase, po tome je i dobio ime. Prednost ORC je što se isparavanje događa pri relativno niskim temperaturama, pa je pogodan za nisko temperaturne izvore energije kao što su :

- Sunčeva energija
- Geotermalna energija
- Otpadna toplina iz industrijskih postrojenja
- Energija iz biomase

Proces ORC je identičan klasičnom rankine-ovom ciklusu. Imamo pumpu koja tlači radni medij na radni tlak koji je uvećan za gubitke u sustavu, potom se radnome mediju dovodi toplina i on isparava. Ispareni radni medij ulazi u ekspander, uglavnom je to turbina, gdje predaje svoj koristan rad, a pritom mu se snižava tlak. Zatim sa tim tlakom ulazi u kondenzator u kojem kondenzira pritom predaje toplinu rashladnom mediju. U idealni slučaj ORC se odvija između dvije izentrope (kompresija i ekspanzija) te dvije izobare. Stvarni proces ipak odstupa od toga pa imamo politropsku (kompresiju i ekspanziju) te imamo lagane promjene tlaka radi pada tlaka u sustavu.



Slika 1. T- s dijagram za izopentana [2]

## 2.1. Obnovljivi izvori energije

U Evropskoj uniji se sve više potiče primjena obnovljivih izvora energije u energetici radi smanjenja utjecaja na okoliš. U obnovljive izvore za područje energetike spadaju energija vjetra, energija sunca, energija valova te geotermalna energija. U ovome radu će biti obrađene samo energija sunca i geotermalna energija jer su one jedino pogodne za uporabu sa ORC.

### 2.1.1. Geotermalna energija u Hrvatskoj

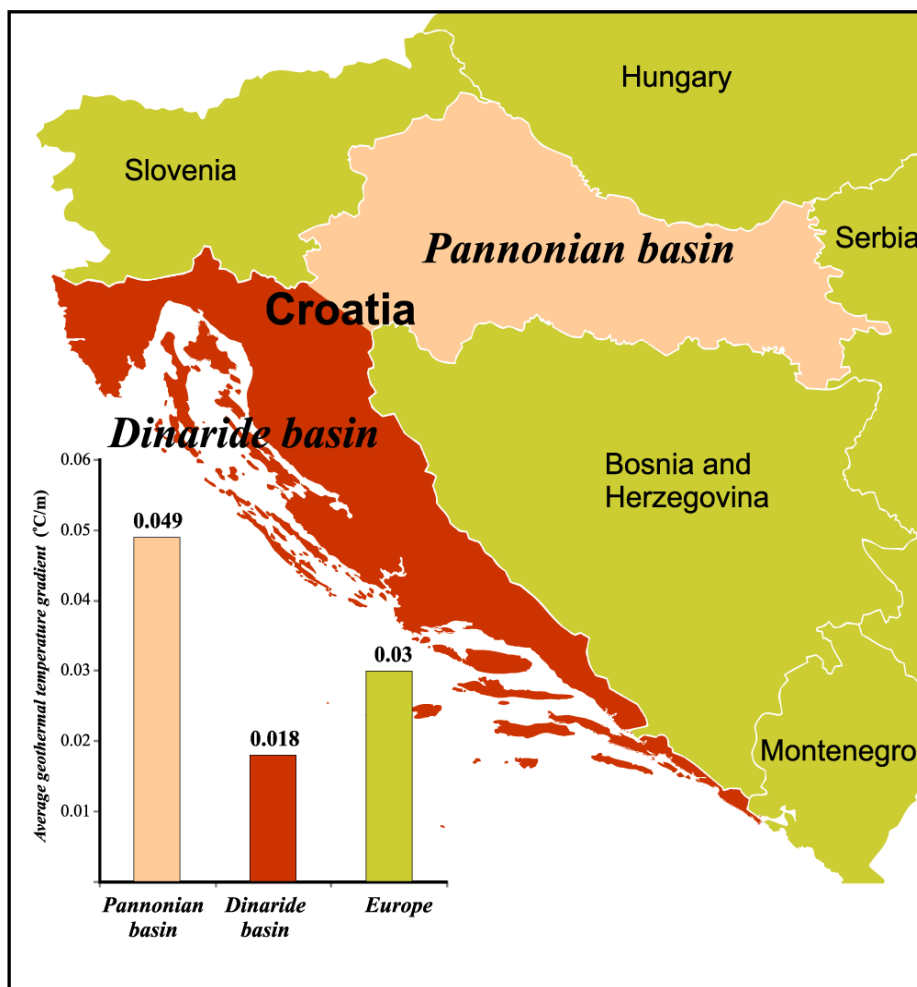
Geotermalna energija je energija koja se nalazi u zemljinoj kori, ona spada u obnovljive izvore energije. Ona nema nikakav štetan utjecaj na okoliš. Za iskorištenje geotermalne energije su nam bitni različiti parametri:

- Geotermalni gradijent – to je gradijent temperature geotermalnog izvora po njegovoj dubini i on nam govori o potencijalu izvora.
- Temperatura geotermalnog medija – temperature medija se dijele na niske temperature (  $< 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), srednje temperature ( $100\text{ }^{\circ}\text{C} - 200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) i visoke temperature ( $> 200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

Republika Hrvatska ima veliki potencijal u geotermalnim izvorima. U Hrvatskoj postoji 28 geotermalnih polja od kojih se danas koristi 18 njih. Trenutno se geotermalna energija u Hrvatskoj koristi isključivo za grijanje ili u medicinske svrhe (toplice). Ukupna instalirana snaga grijanja je oko 36,7 MW te se na godišnjoj razini potroši oko 189,6 TJ/god. Toplice imaju instaliranu snagu od 77,3 MW te godišnju potrošnju energije od 492,1 TJ/god.

Ulažu se veliki naponi da se geotermalna energija iskoristi za dobivanje električne energije, danas postoje tehnologije koje koriste geotermalnu energiju iz znatno nižih slojeva zemlje te je ta energija pogodna za pokretanje nisko temperaturnih ciklusa kao što je ORC. Cijelu Hrvatsku možemo podijeliti na dvije regije što se tiče geotermalnih izvora:

- Panonski bazen – to je područje Sjeverne hrvatske i Slavonije koje je jako bogato geotermalnom energijom. Geotermalni temperaturni gradijent iznosi oko  $0,049\text{ }^{\circ}\text{C/m}$ , a gustoća toplinskog toka  $76\text{ mW/m}^2$ .
- Dinaridiski bazen – područje Dalmacije, Istre i Like koje nije bogato geotermalnim izvorima. Toplinski tok ja u prosjeku oko  $29\text{ mW/m}^2$  dok je geotermalni gradijent oko  $0,018\text{ }^{\circ}\text{C/m}$



Slika 2. Geotermalni temperaturni gradijent [1]

Iz Slike 2. vidljivo je da jedino Sjever hrvatske ima potencijal kod primjene ORC na geotermalnu energiju. Postoji nekoliko izdašnjijih izvora sa kojima je moguće proizvoditi električnu energiju:

- Velika Ciglena – temperatura izvora 175 °C
- Lunjkovec – temperatura izvora 145 °C
- Ferdinandovac – temperatura izvora 125 °C
- Babina Greda – temperatura izvora 125 °C
- Rečica – temperatura izvora 120 °C

Predviđa se da bi se iz svih ovih izvora moglo dobiti oko 12 MW električne energije, ako koristimo ORC za proizvodnju električne energije.

### 2.1.2. Sunčeva energija u Hrvatskoj

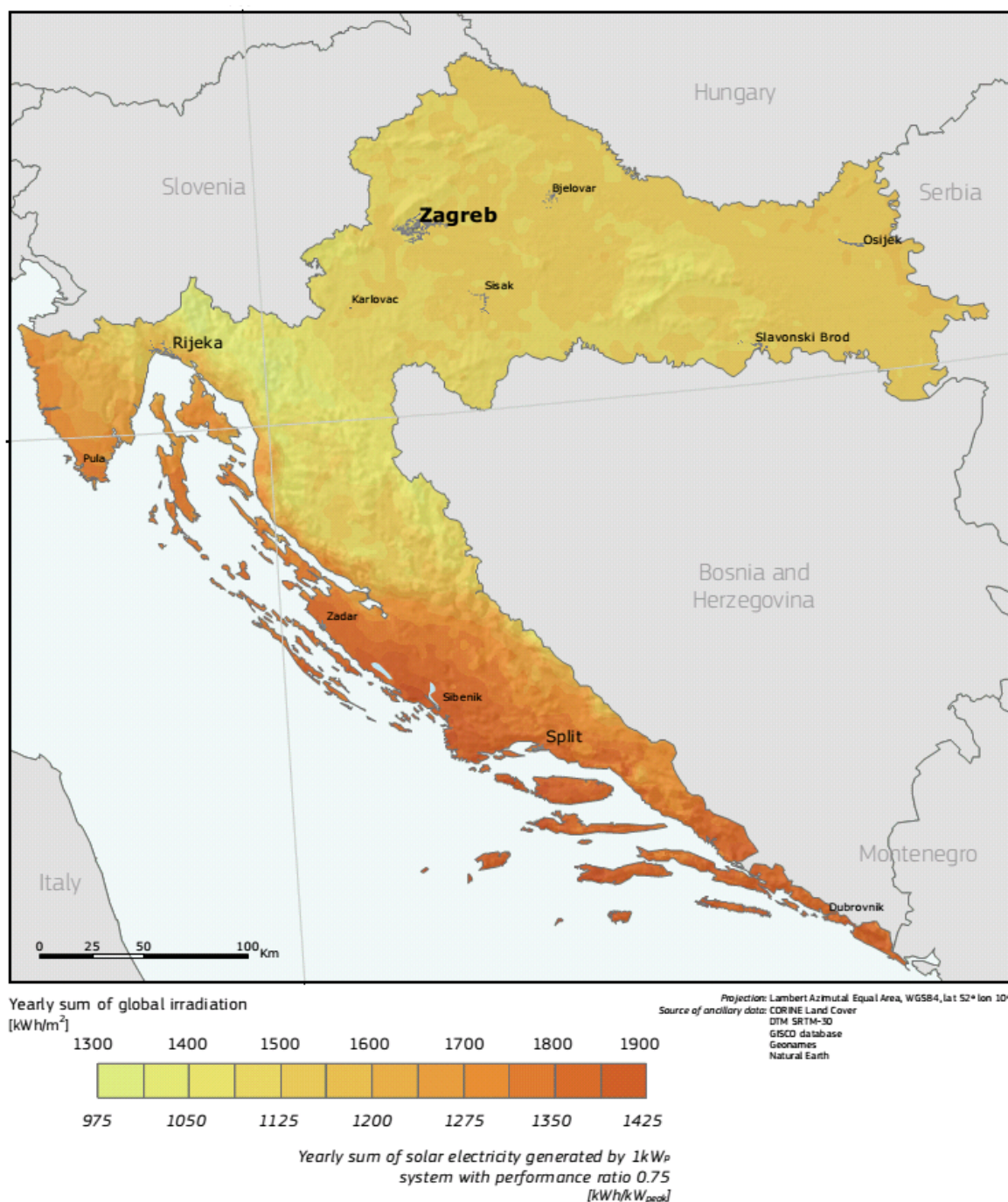
Sunčeva energija je beskonačan izvor energije. Ukupna solarna energija koju zemlja apsorbira u godinu dana je oko 3.850.000 EJ ( $10^{18}$ ), a ukupna ljudska potrošnja energije na godišnjoj razini je oko 539 EJ. Pošto je udaljenost između zemlje i sunca skoro konstanta, onda sa velikom točnošću možemo uzeti solarnu konstantu na vrhu atmosfere od  $1367 \text{ W/m}^2$ . Dio tog iznosa se reflektira u svemir, dio upije atmosfera te na kraju na površini zemlje maksimalno možemo sakupiti oko  $1000 \text{ W/m}^2$ . Valne duljine sunčevog zračenja se kreću od  $0,25 \mu\text{m}$  do  $3 \mu\text{m}$ . Oko 40% sunčevog zračenja je vidljiva svjetlost, 10 % je ultraljubičasto zračenje ostatak otpada na infracrveno zračenje.

Iz ovih podataka se vidi da sunčeva energija može zadovoljiti sve potrebe čovječanstva, stoga se sve veći naponi ulažu da se ta energija iskoristi. Postoje razne tehnologije za iskorištenje sunčeve energije:

- Solarni tornjevi – to je tip solarne elektrane kod koje imao veliki broj ogledala koja su postavljena sferno oko centralnog tornja. Svi oni zajedno koncentriraju sunčevu energiju na malu površinu na tornju gdje se onda isparava radni medij koji se koristi za pogon turbina, koje dalje pogone generatore.
- PV moduli – to su foto-naponski moduli koji direktno sunčevu svjetlost pretvaraju u električnu energiju. Komercijalni proizvodi danas imaju iskoristivost oko 15 %.
- Solarne uzgonske elektrane – kod njih imamo toranj kojega okružuje ostakljena površina ispod koje se zagrijava zrak koji onda prelazi preko turbina jer topli zrak putuje prema gore
- Parabolični kolektori – kod njih imamo parabolična zrcala u čijem fokusu se nalazi vakumska cijev kroz koju teče radni medij.
- Solarni ORC

Solarna energija je prepoznata u Hrvatskoj te se instalirana snaga povećava velikom brzinom. Početkom 2014. godine pristigli su 2079 zahtijeva za povlaštenom tarifom otkupa struje iz sunca ukupne snage 88 MW, dok je kvota bila samo 12 MW. Iz toga se vidi da će tehnologija imati streloviti rast tokom narednih godina.

Što se tiče osunčanosti, hrvatsku možemo podijeliti na dva dijela. Na južnu hrvatsku u koju spadaju: Istra, Kvarner i Dalmacija te na sjevernu Hrvatsku i Liku.



**Slika 3. Godišnje zračenje pod optimalnim kutom**



Iz slike 3. vidimo da što se ide više na jug to se više energije može sakupiti. Stoga najbolje lokacije za postavljane solarnih elektrana su na otocima južnog Jadrana te uz priobalje. Za usporedbu u tablici 1 možemo vidjeti usporedbu različitih gradova i njihovog godišnjeg ozračenja.

**Tablica 1. Ozračenje po gradovima**

GRAD	OZRAČENJE
Zagreb	1348 kWh/m <sup>2</sup>
Karlovac	1438 kWh/m <sup>2</sup>
Požega	1356 kWh/m <sup>2</sup>
Šibenik	1743 kWh/m <sup>2</sup>
Zadar	1710 kWh/m <sup>2</sup>
Split	1782 kWh/m <sup>2</sup>
Dubrovnik	1832 kWh/m <sup>2</sup>

## 2.2. Ekspanderi organskog Rankine-ovog ciklusa

Radi relativno malih snaga kod ORC možemo koristiti više vrsta ekspandera. Osnovna podjela ekspandera za ORC je na ekspandere bazirane na brzini (turbo ekspanderi) te na bazirani na promjeni volumena (vijčani, spiralni, klipni ). U tablici 2. se vide popis nekih ORC te koju vrstu ekspandera koriste.

**Tablica 2. Popis ekspandera za ORC i njihove snage [4]**

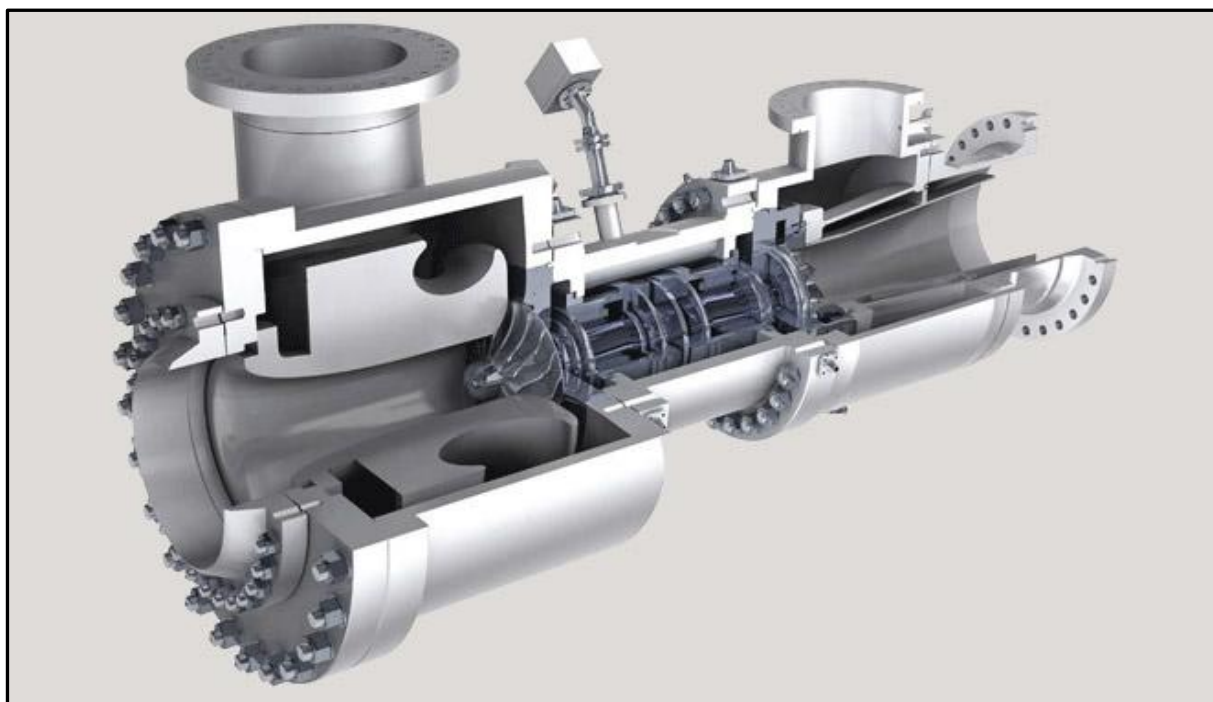
Kompanija / Studija	Vrsta ekspandera	Snaga
<b>Turboekspanderi</b>		
Ormat	Aksijalna, više stupanjska	11,3MW
Turboden	Aksijalna	1-7 MW
Cryostar	Radijalna	500 kW- 12 MW
Pratt adn Whitney	Radijalna	280 kW
General Electric	Radijalna	125 kW
Freepower, UK	Radijalna	120 kW
Tri-O-Gen	Radijalna	60-165 kW
Nelson, Cummins	Radijalna	60 kW
Teng, Avl	Centrifugalna	11,6 kW
<b>Volumenski ekspanderi</b>		
Electratherm	Vijčani	65 kW
Ener-g-rotors	Zupčasta	40 - 60 kW
Infinity turbine	Vijčana	10 - 30 kW
Eneftch	Spiralna	10 – 30 kW
Fraymann	Aksijalna klipna	10 kW
Endo et al. Honda	Aksijalna klipna sa pločom	2.5 kW
Oomori and Ogino, Toyota	Spiralna	400 kW

### 2.2.1. Turboekspander

Turboekspander radi na principu promjene brzine radnog fluida. Pare radnog fluida nastrujavaju na lopatice turbine te je pokreću. U uporabi su dvije vrste turboekspandera :

- radijalni turboekspander
- aksijalni turboekspander

Konstrukcija turboekspandera je kompaktna, lako se proizvodi te male težine. Turbine za proizvodnju električne energije kod ORC su opremljen sa reduktorom jer njihov broj okretaja može narasti i do 60 000 o/min. Turboekspanderi se koriste kod snaga ORC iznad 50 kW jer su relativno skupi te im iskoristivost značajno pada sa smanjenjem snage. Male turbine se vrte na jako visokom broju okretaja pa pouzdanost takvih strojeva dolazi u pitanje. Optimalna radna točka turbina u kojoj postižu maksimalne iskoristivosti je od 60 do 90 % nominalne snage. Problem kod turboekspandera je i erozija lopatica ako dođe do kondenzacije radnog fluida.

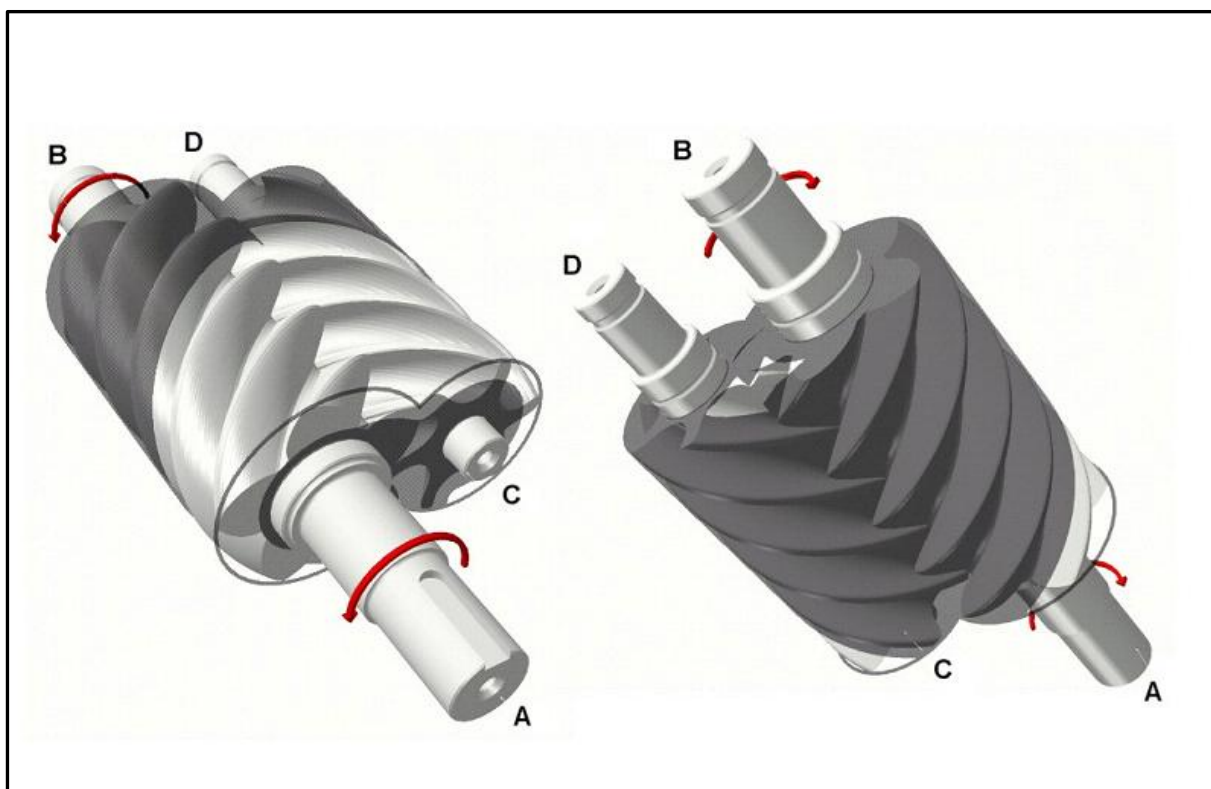


Slika 4. Turboekspander [5]

### 2.2.2. Vijčani ekspander

Vijčani ekspander se sastoji od dva spiralna rotora koji su u zahvatu. Oba se nalaze u kućištu sa razmakom od stijenke kućišta od samo  $50\text{ }\mu\text{m}$ . Kako se rotori vrte tako se radni volumen mijenja, tako da volumen radnog fluida na ulazu i izlazu nije isti. Dolazili do smanjenja ili povećanja volumena ovisi o smjeru vrtnje rotora. Vijčani ekspanderi su relativno niske cijene od  $1500\text{ }\$/\text{kWe}$  do  $2000\text{ }\$/\text{kWe}$ . Vijčani ekspanderi se uglavnom ne rade sa snagom manjom od  $10\text{ kW}$ , a to je radi lošeg brtvljenja radnog fluida. Glavni zahtjevi koji utječu na efikasnost vijčanog ekspandera su:

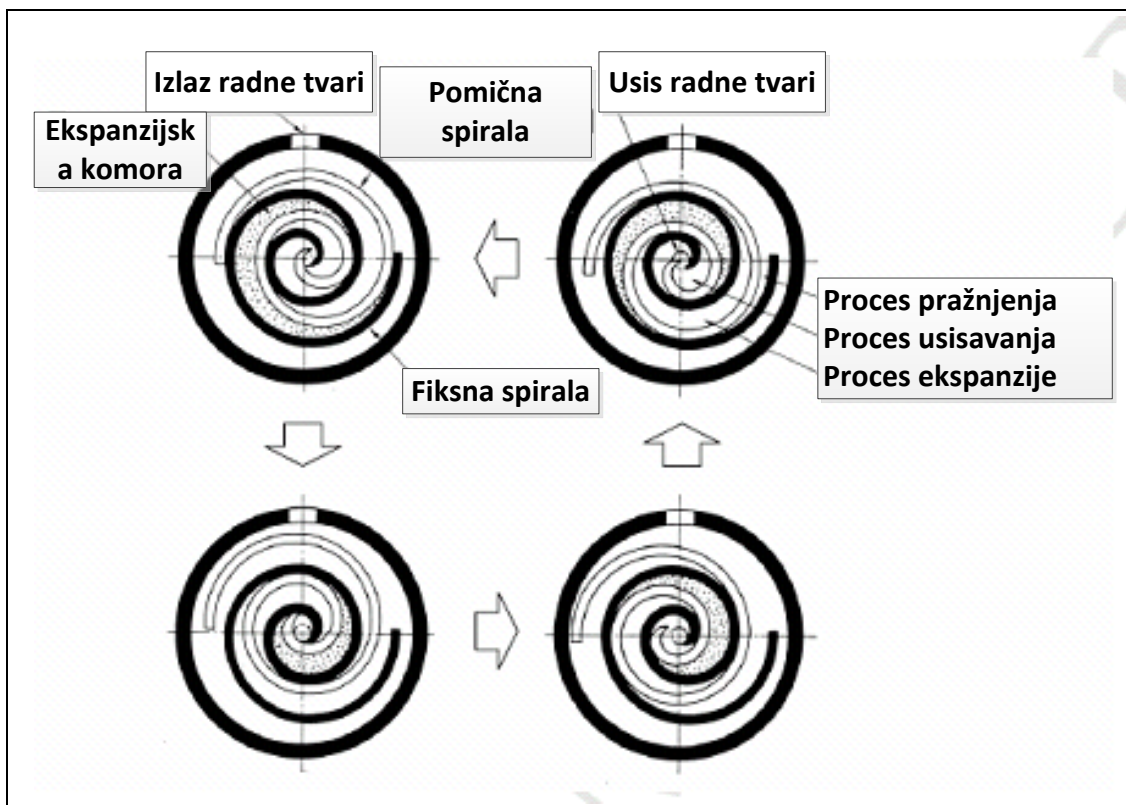
- Odabir brzine vrha (za plinove oko  $120\text{ m/s}$ )
- Odabir korektnog volumena
- Minimalno propuštanje



Slika 5. Vijčani ekspander [6]

### 2.2.3. Spiralni ekspander

Spiralni ekspanderi su sve popularniji za male sustave radi svojih dobrih osobina kao: niska cijena, nemaju ventile, mali broj dijelova. Za što bolji i dugovječniji rad ekspandera potrebno je dobro podmazivati spiralne namotaje, te kliznih ležajeva. Njegova iskoristivost kod malih ORC sustava prelazi preko 70 %. Na slici 6. je prikazan način rada spiralnog ekspandera

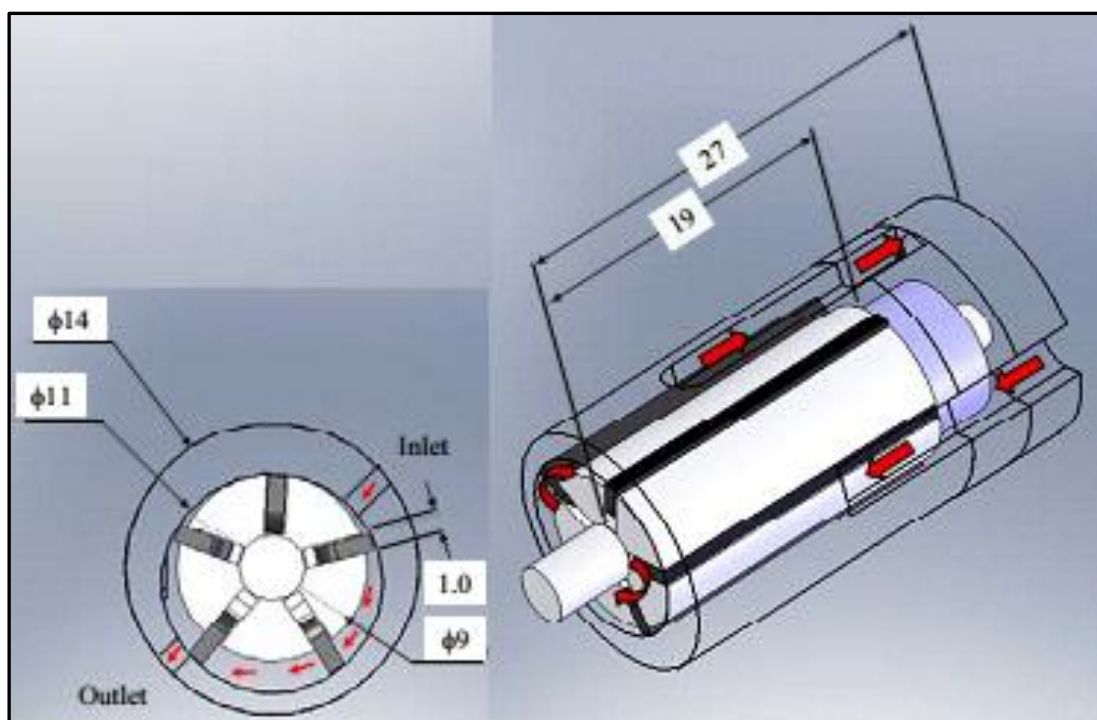


Slika 6. Spiralni ekspander

Spiralni ekspander sastoji se od dvije Arhimedove zavojnice. Jedna zavojnica je nepomična i učvršćena je za kućište, a druga je ekscentrično ugrađena, giba se orbitalno. Između spirala ne postoje brtve, brtvljenje se postiže dodiranjem metala na metal.

#### 2.2.4. Zračni motor kao ekspander

Zračni motori spadaju u grupu rotacionih strojeva sa lopaticama kojima je zrak radni medij. Pošto nisu konstruirani za organske radne medije potrebne su dorade samoga dizajna da ne bi dolazilo do propuštanja radnog medija. Zračni motori imaju jednostavniju strukturu, lakše se proizvode te su jeftiniji od ostalih vrsta ekspandera. Na slici 7. vidimo primjer jednog rotacionog ekspandera s lopaticama.



Slika 7. Rotacijski ekspander sa lopaticama [16]

Rotacioni ekspander ima nekoliko uzdužnih kanala po kojima se kreću lopatice radi centrifugalne sile kod rotiranja. Brtvljenje se odvija između lopatica i kućišta. Radni medij koji ulazi pod tlakom rotira unutarnji cilindar, dolazi do povećanja volumena radnog fluida te se na posljetku izbacuje iz uređaja. Put radnog medija prikazuje se crvenim strelicama na slici.

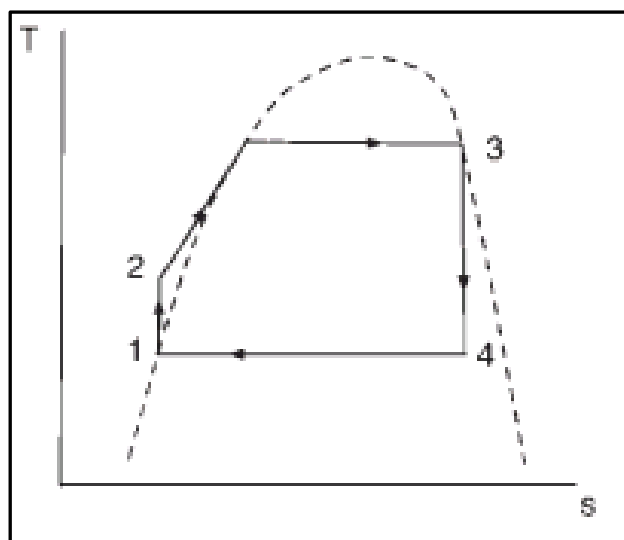
### 2.3. Radni fluid

Izbor radnog fluida kod ORC je jako bitan, jer radni fluid određuje parametre sustava. Radni fluidi kod ORC omogućavaju iskorištavanje topline iz nisko temperaturnih energetske izvora. Organski radni fluidi moraju biti tehnološki prihvatljivi te sigurni za uporabu. Dobar radni fluid bi trebao biti:

- Niska razina toksičnosti
- Dobra kompatibilnost sa materijalima
- Niska razina zapaljivosti
- Niska razina korozivnosti

Radne fluide možemo podijeliti na 3 različita tipa.

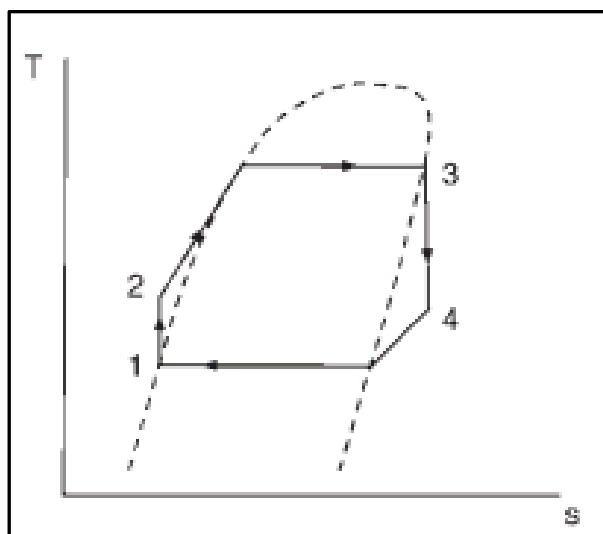
- 1) Na slici 8. vidimo T – S dijagram „mokrog radnog fluida“. Voda pripada ovoj vrsti fluida, a ona je najčešći radni medij kod klasičnog rankineovog ciklusa za proizvodnju električne energije u elektranama.



Slika 8. T- s dijagram mokrog fluida[6]

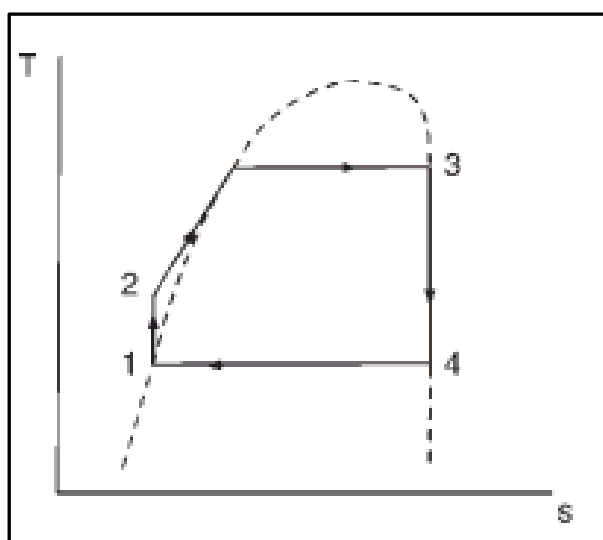
- 2) Drugi tip radnog fluida koji se koristi je „suhi fluid“. T – s dijagram ovog radnog fluida možemo vidjeti na slici 9. Vidimo da linija zasićenja ima negativni nagib te da suhi fluid nakon ekspanzije zasićene pare u turbini ostaje u parnoj fazi. Radi toga kod suhih fluida nije nužno pregrijavanje pare prije uvođenja u turbinu u svrhu

izbjegavanja kondenzacije na izlazu iz turbine te erozije lopatica. Nekada se koristi regenerator koji zagrijava kapljevину prije uvođenja u ekonomajzer.



Slika 9. T – s dijagram suhog fluida [6]

- 3) Treći je izentropski fluid i kod njega je krivulja zasićenja pare približno okomita, odnosno odlikuje se približno konstantnom entropijom. Radi toga ekspanzija u turbini završi blizu linije zasićenja te nije potrebno pregrijavati radni fluid na ulazu u turbinu



Slika 10. T – s dijagram izentropskog fluida [6]



### 2.3.1. Odabir radnog fluida

Za ORC najpogodniji su suhi ili izentropski fluidi, stoga su mokri odmah isključeni iz razmatranja. Drugi kriterij za isključenje fluida je bio udio klora koji je štetan za okoliš, prvenstveno za ozon u stratosferi. Pomoću ta dva kriterija dobivamo preliminarnu tablicu radnih fluida za ORC.

**Tablica 3. Preliminarni izbor radnih fluida [7]**

Radni fluid	$P_{kr}$ (Mpa)	$T_{kr}$ (°C)
Benzen	4,894	288,9
Butan	3,796	152,0
Buten	4,005	146,1
Perfluorbutan	2,323	113,2
Perflourpentan	2,045	147,4
Cis-buten	4,225	162,6
Cikloheksan	4,075	280,5
Dekan	2,103	344,5
Dodekan	1,817	384,9
Difluormetan	4,228	147,1
Heptan	2,736	267
Heksan	3,034	234,7
Izobutan	3,64	234,7
Izobuten	4,010	144,9
Izoheksan	3,040	224,5
Izopentan	3,396	187,2
Neopentan	3,196	160,6
Nonan	2,281	321,4
Oktan	2,497	296,2
Pentan	3,370	196,5
Oktafluorpropan	2,64	71,9
Heptafluorpropan	2,999	102,8
R-236ea	3,502	139,3
R-236fa	3,2	124,9
R-245ca	3,925	174,42
R-245fa	3,64	154
R-365mfc	3,24	186,75
Oktafluorciklobutan	2,777	115,2
Toluen	4,126	318,2
Trans-buten	4,027	155,5

Tablica 4. Ograničenja radnih fluida za ORC

Radni fluid	Maksimalni	Maksimalna	Minimalna	Minimalna
Benzen	4,067	274	12,7	25
Butan	3,013	138	234,7	25
Buten	2,808	125	297,2	25
Perfluorbutan	2,057	107	268,3	25
Perflourpentan	1,803	141	84,7	25
Cis-buten	3,035	142	213,7	25
Cikloheksan	3,665	272	13	25
Dekan	1,896	337	5,1	85
Dodekan	1,723	381	5,1	121
Difluormetan	2,747	125	212,8	25
Heptan	2,41	258	6,1	25
Heksan	2,68	226	20,2	25
Izobutan	2,89	121	350,5	25
Izobuten	2,877	125	305	25
Izoheksan	2,682	216	28,2	25
Izopentan	2,887	177	91,8	25
Neopentan	2,788	152	171,4	25
Nonan	2,059	314	5	65
Oktan	2,2	287	5	44
Pentan	2,865	186	68,3	25
Oktafluorpropan	1,899	57	867,5	25
Heptafluorpropan	2,352	91	455,2	25
R-236ea	2,955	132	205,9	25
R-236fa	2,288	108	272,4	25
R-245ca	2,951	158	100,8	25
R-245fa	2,817	140	149,4	25
R-365mfc	2,712	177	53,4	25
Oktafluorciklobutan	2,314	106	312,5	25
Toluen	3,576	307	5,1	31
Trans-buten	2,906	136	234,1	25

Kod odabira radnog fluida za ORC potrebno je voditi računa o sljedećim karakteristikama fluida [9]:

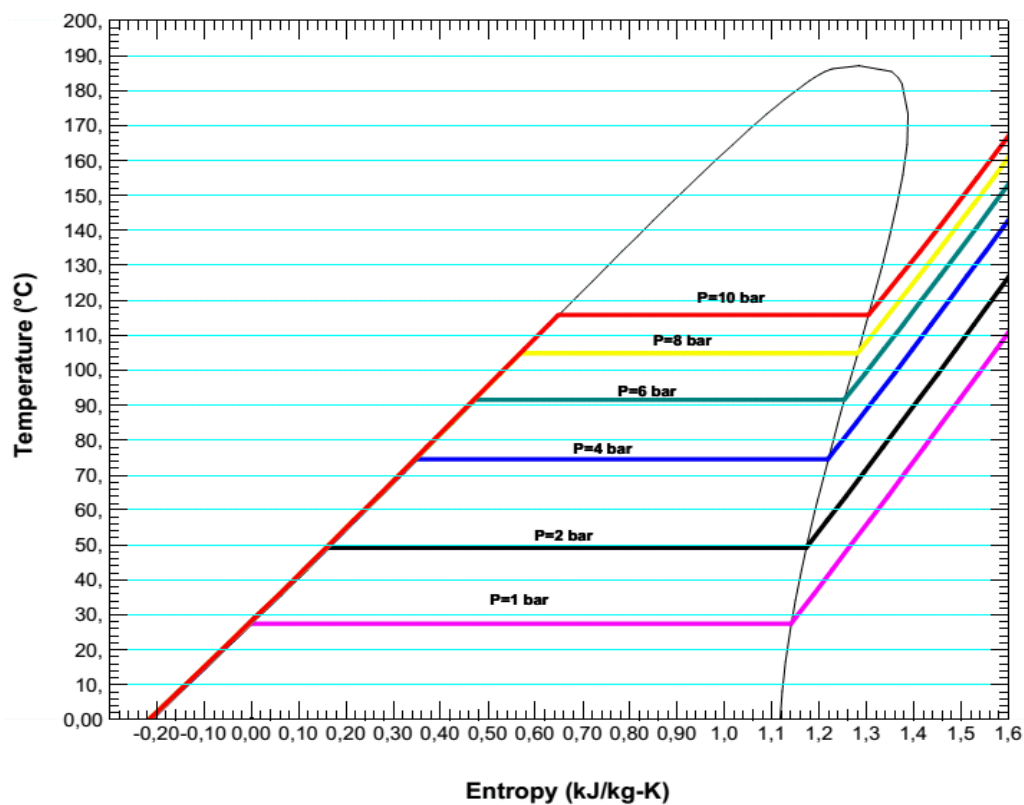
- **Izentropska linija zasićenja pare** - ORC je koncentriran na iskorištenje nisko temperaturnih izvora topline, stoga više odgovara da fluid ne moramo pregrijavati kao kod klasičnog Rankin-eovog ciklusa, nedostatak kod „mokrih“ fluida.
- **Niska točka ledišta, visoka temperaturna stabilnost** – Organski fluidi kemijski degradiraju i razgrađuju se pri nižim temperaturama u odnosu na vodu. Točka ledišta mora biti niža od najniže temperature u procesu
- **Visoka toplota isparavanja** – radni fluid velike latentne topline može apsorbirati veću količinu energije, to rezultira manjim masenim protokom te manjim postrojenjem
- **Nizak utjecaj na okoliš** – Kod propuštanja radnog fluida u okoliš on ne smije imati negativan utjecaj. Mora imati što manji ODP ( potencijal osiromašenja ozona) te GWP ( potencijal zagrijavanja atmosfere)
- **Sigurnost** – mora biti neotrovan, nezapaljiv, nekorozivan,
- **Dobra dostupnost te niska cijena**

### 2.3.2. Izopentan

Za radni fluid ORC sustava je odabran izopentan. Odabran je radi tlaka kondenzacije oko jednog bara, to se može vidjeti na T – S dijagramu na slici 11.

**Tablica 5. Svojstva Izopentana**

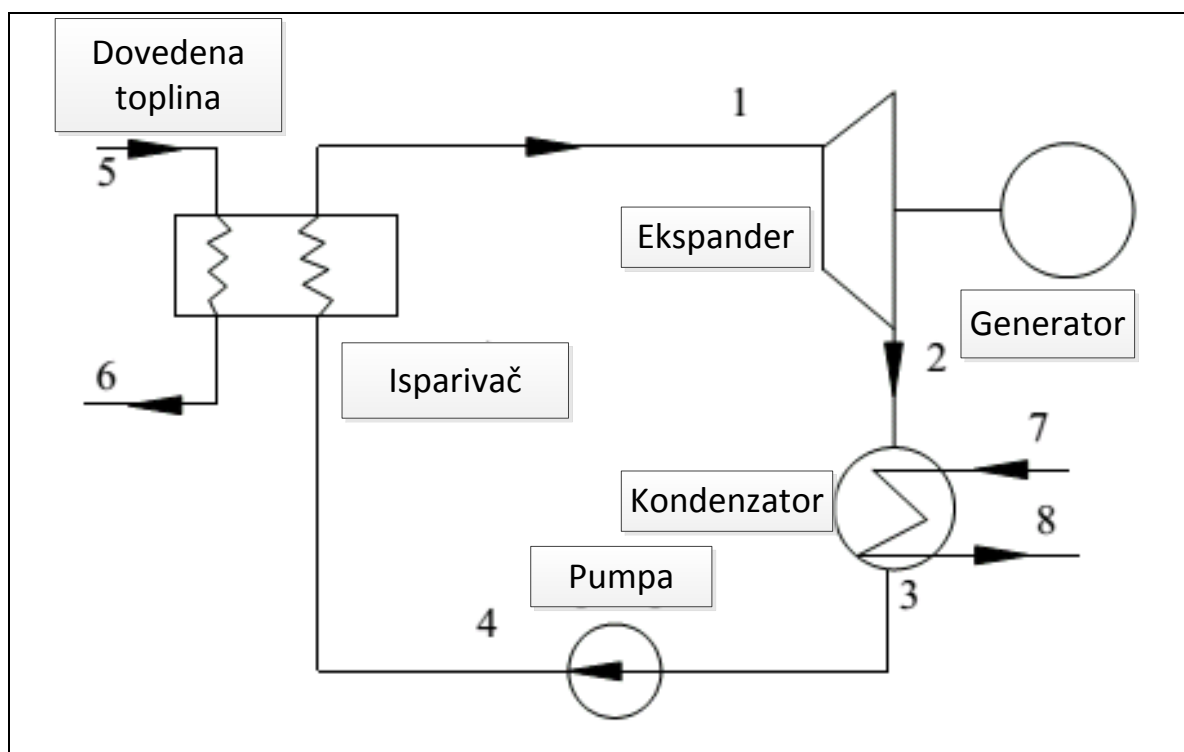
Izopentan	
Molarna masa	72 kJ/kmol
Engleski nazivi	Isopentane, methylbutane i 2-methylbutane)
Temperatura zamrzavanja	-160 °C
Temperatura isparavanja	30,6 °C pri 1 atm
Svojstva	Teži od zraka, proziran, ima miris
Temperatura samozapaljenja	420 °C
Zapaljiva koncentracija	1,4 % – 8,3 % volumena



**Slika 11. T- s dijagram za izopentan sa prikazom različitih tlakova**

### 3. TERMODINAMIČKI PRORAČUN ORC

Kod termodinamičkog proračuna pretpostavljeni su sljedeći parametri: stacionarni uvjeti, nema pada tlaka u izmjenjivačima te cijevima, iskoristivost pumpe i turbine iznose oko 0,75, potrebna izlazna snaga iz sustava je 100 kW, očitana je srednja godišnja insolacija za odabranu lokaciju.



Slika 12. Shema ORC [10]

Na slici 12. može se vidjeti shema ORC. U točki 1. nalazi se lagano pregrijana para radnog fluida. Ulazi u ekspander (turbinu) sad u točki 2. imamo paru na tlaku kondenzacije koja ulazi u kondenzator. Kondenzator se hladi morskom vodom. U točki 3. je kondenzat radne tvari koji ulazi u pumpu te se tlači na tlak isparavanja, radna tvar ulazi u isparivač gdje joj se dovodi toplina i ona isparava. Potrebna energija za isparavanje radnog fluida dobiva se od sunca.

### 3.1. Odabir lokacije

Predložena lokacija solarne termoelektrane sa ORC je u Splitsko – Dalmatinskoj županiji na otoku Visu. Ta lokacija je izabrana radi dobre insolacije, veliki broj sunčanih dana, te radi dodatne potrošnje električne energije na otocima u ljetnom periodu, za vrijeme trajanja turističke sezone. Točna lokacija je uvala Rukavac na južnoj strani otoka Visa.

**Tablica 6. Mjesečna insolacija na odabranoj lokaciji [3]**

Mjesec	$H_h$	$H_{opt}$	$T_{24}$
Siječanj	1670	2900	8.2
Veljača	2700	4160	8.4
Ožujak	4020	5220	11.0
Travanj	5390	6000	14.3
Svibanj	6710	6670	19.5
Lipanj	7330	6880	23.6
Srpanj	7600	7320	26.0
Kolovoz	6500	6950	25.8
Rujan	4800	5940	21.4
Listopad	3100	4440	18.1
Studeni	1820	2960	13.2
Prosinac	1580	2720	9.7
<b>Godišnja</b>	4440	5190	16.6

$H_h$  - zračenje na horizontalnu površinu [ $Wh/m^2/dan$ ]

$H_{opt}$  - zračenje na površinu pod optimalnim kutom [ $Wh/m^2/dan$ ]

$T_{24}$  – srednja mjesečna temperatura [ $^{\circ}C$ ]

### 3.2. Odabrani kolektori

Za solarnu elektranu odabrani su CVSKC-10 (cijevni vakumski) kolektori hrvatske tvrtke Centrometal, prikladni su za vertikalnu ugradnju. Prikladni su za nagibe od  $15^\circ$  do maksimalno  $75^\circ$ . Cijevi kolektora su vakumirane čime se dodatno sprječava gubitak energije, a ispod cijevi su postavljena reflektirajuća parabola ogledala koja usmjeravaju zračenje na cijelu površinu apsorbera. Vakuum se nalazi u dvostjenoj staklenoj cijevi pa nisu potrebe brtve koje su inače slaba točka vakumskih kolektora, sakupljačka cijevi nalaze se u vodonepropusnom aluminijskom kućištu. Apsorberi su premazani visokoučinskim selektivnim premazom te okružju bakrene cijevi koje se nalaze u vakumskoj cijevi od borosilikatnog stakla. Kolektori su ispitani i certificirani na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu



Slika 13. Solarni kolektor [11]

Tablica 7. Tehnički podaci solarnih kolektora

Tehnički podaci CVSKC-10		
Broj cijevi	kom	10
Bruto površina	m <sup>2</sup>	1,84
Površina upada svjetlosti	m <sup>2</sup>	1,6
Površina apsorbera	m <sup>2</sup>	1,69
Volumen apsorbera	l	1,63
Visina kolektora	mm	1645
Širina kolektora	mm	1115
Debljina kolektora	mm	107
Masa kolektora	kg	31
Materijal vakumske cijevi	borosilikatno staklo	
Masa vakumske cijevi	kg	1,2
Apsorbcijski koeficijent	%	96
Emisijski koeficijent	%	6
Izolacija apsorbera	vakum	
Izolacija sakupljača	mineralna vuna	
Bakrene cijevi	mm	ϕ8x0,5
Sakupljačke cijevi	mm	ϕ18x1
Broj priključaka	kom	2
Priključci	R	3/4"
Maksimalni radni tlak	bar	10
Temperatura mirovanja	°C	285
Refleksija ogledala	%	95
Medij u sustavu	mješavina glikola i vode	



### 3.3. Matematički model

Zadatkom je zadana izlazna snaga ORC na mrežu od 100 kW. Potrebna sunčeva energija da bi ostvarili toliku količinu energije iznosi 1499 kW. Ulazna temperatura glikolne smjese koja ulazi u isparivač je oko 150 °C dok je temperatura izlaza iz isparivača 100 °C. Tlak u sustavu kolektora je 8 bara da ne bi došlo do isparavanja glikolne smjese. Kada se uzme prosječna izolacija za odabranu lokaciju te iskoristivost kolektora od 0,9 dobivamo potrebnu površinu kolektora od 3734 m<sup>2</sup>. Korisna površina jednog solarnog kolektora je 1,6 m<sup>2</sup> i iz toga dobijemo da je potrebno 2334 solarnih kolektora. Pošto se samo 8 solarnih kolektora može vezati u seriju, dobivamo 292 serija vezanih paralelno. Potreban protok za postizanje željenog učinka je 26.920,66 l/h glikolne smjese. Kad to podijelimo sa brojem paralela dobijemo 92 l/h po paraleli. Sad to podijelimo sa površinom jedne paralele i dobijemo 7,2 l/m<sup>2</sup>h. Proizvođač preporuča maksimalni protok do 30 l/ m<sup>2</sup>h za optimalni rad solarnih kolektora.

Matematički model je izrađen u tabličnom kalkulatoru Microsoft Excel, uz pomoć programa REFPROP 7.0, koji nam omogućava izračunavanja stanja fluida u pojedinim točkama. Ovdje će biti prikazan postupak i gotovi rezultati do kojih se došlo određenim brojem iteracija.

#### 3.3.1. Ulazni podaci

$P = 100 \text{ kW}$	- potrebna električna energija na mreži
$\vartheta_{w1} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$	- temperatura glikolne smjese na izlazu iz kolektora
$h_{w1} = 632,45 \text{ kJ/kg}$	-entalpija glikolne smjese na izlazu iz kolektora
$\vartheta_{w2} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$	-temperatura glikolne smjese na ulazu u kolektore
$h_{w2} = 419,62 \text{ kJ/kg}$	-entalpija glikolne smjese na ulazu u kolektor

Radni tlak u sustavu kolektora je odabran na 8 bara da bi se osiguralo tekuće stanje ogrjevnog fluida. Maksimalni dozvoljeni tlak u solarnim kolektorima je 10 bara. Entalpije su određene za stanje pothlađene kapljevine na tlaku od 8 bara.

### 3.3.2. *Krug radnog fluida (Izopentan)*

Kao radni medij u solarnoj elektrani odabran je izopentan. Radni tlak u sustavu je 10 bara s tim da se medij prije ulaska u turbinu prigušuje za 10 %, na tlak od 9 bara. Stanje pare na ulazu u turbinu je lagano pregrijano.

$$h_1 = 490 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ entalpija radnog fluida na ulazu u turbinu}$$

$$\vartheta_1 = 118 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad - \text{ temperatura na ulazu u turbinu}$$

$$h_{2IS} = 418,18 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ izentropska entalpija na izlazu iz turbine}$$

### 3.3.3. *Entalpija na izlazu iz turbine*

Tlak na izlazu iz turbine te u kondenzatoru je odabran i iznosi 1,4 bara.

$$h_2 = h_1 - (h_1 - h_{2IS}) \cdot \eta_t$$

$$h_2 = 490 - (490 - 418,18) \cdot 0,75 \quad (1)$$

$$h_2 = 436,135 \text{ kJ/kg}$$

$$\vartheta_2 = 79 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad - \text{ temperatura na izlazu iz turbine}$$

### 3.3.4. *Entalpije nakon kondenzatora*

$$h_3 = 21,75 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ entalpija na izlazu iz kondenzatora}$$

$$\vartheta_3 = 37 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad - \text{ temperatura radnog medija na izlasku iz kondenzatora}$$

Kondenzator se hladi morskom vodom koja se smije maksimalno zagrijati za  $\Delta\vartheta = 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Iz toga se dobila razlika entalpija morske vode od  $\Delta h_K = 12,53 \text{ kJ/kg}$ .

$$\vartheta_{RW1} = 28 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad - \text{ temperatura mora na ulazu u kondenzator}$$

$$\vartheta_{RW2} = 31 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad - \text{ temperatura na izlazu iz kondenzatora}$$

Temperatura u radnog fluida u kondenzatoru je  $37 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , razlika u temperaturama je tolika radi što manje površine izmjenjivača.

**3.3.5. Entalpija nakon pumpe**

$$h_{4IS} = 22,69 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ izentropska entalpija na izlazu iz pumpe}$$

$$h_4 = h_3 + \frac{(h_{4IS} - h_3)}{\eta_p} \quad (2)$$

$$h_4 = 21,75 + \frac{(22,69 - 21,75)}{0,7}$$

$$h_4 = 23,29 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ entalpija nakon pumpe}$$

**3.3.6. Toplinski tok isparivača**

$$q_{m,w} = 7,04 \text{ kg/s} \quad - \text{ protok ogrjevnog medija}$$

$$Q_w = q_{m,w} \cdot (h_{w1} - h_{w2}) \quad (3)$$

$$Q_w = 7,04 \cdot (632,45 - 419,62)$$

$$Q_w = 1499,59 \text{ kW} \quad - \text{ toplinski tok na isparivača}$$

U isparivaču se medij prvo zagrijava do stanja vrele kapljevine, a potom isparuju.

**3.3.7. Toplinski tok kondenzatora**

$$q_{m,RT} = 3,213 \text{ kg/s} \quad - \text{ protok radne tvari}$$

$$Q_k = q_{m,RT} \cdot (h_2 - h_3) \quad (4)$$

$$Q_k = 3,213 \cdot (436,135 - 21,27)$$

$$Q_k = 1356,09 \text{ kW} \quad - \text{ toplinski tok na kondenzatoru}$$

**3.3.8. Protok rashladnog medija**

$$q_{m,K} = \frac{Q_k}{\Delta h_K} \text{ kg/s}$$

$$q_{m,K} = \frac{1356,09}{12,53} \text{ kg/s} \quad (5)$$

$$q_{m,K} = 108,22 \text{ kg/s}$$

**3.3.9. Pinch točka**

Pinch točka se pojavljuje na mjestu početka isparavanja radne tvari, te je bitno da temperaturna razlika u pinch točki bude minimalno 5 °C radi ukupne površine izmjenjivača.

$$h_5 = 225,36 \text{ kJ/kg} \quad - \text{entalpija vrele kapljevine na tlaku od 10 bara}$$

$$\vartheta_5 = 115,8 \text{ °C} \quad - \text{temperatura u točki 5}$$

$$Q_{pred} = q_{m,RT} \cdot (h_5 - h_4)$$

$$Q_{pred} = 3,213 \cdot (225,36 - 23,29) \quad (6)$$

$$Q_{pred} = 649,26 \text{ kW}$$

$$h_{w,pinc} = h_{w2} + \frac{Q_{pred}}{q_{m,w}}$$

$$h_{w,pinc} = 419,62 + \frac{649,26}{7,04}$$

$$h_{w,pinc} = 511,15 \text{ kJ/kg} \quad (7)$$

$$\vartheta_{w,pinc} = 121,62 \text{ °C}$$

$$\Delta\vartheta_{pinc} = 5,82 \text{ °C}$$

**3.3.10. Snaga pumpe za ogrjevni medij**

$$P_w = q_{m,w} \cdot (h_4 - h_3)$$

$$P_w = 7,04 \cdot (23,29 - 21,27) \quad (8)$$

$$P_w = 14,24 \text{ kW}$$

**3.3.11. Snaga pumpe rashladnog medija**

$$P_k = \frac{q_{m,K} \cdot \frac{(H \cdot 9,81)}{1000}}{0,7}$$

$$P_k = \frac{108,22 \cdot \frac{(20 \cdot 9,81)}{1000}}{0,7} \quad (9)$$

$$P_k = 30,33 \text{ kW}$$

$H$  – je visina dobave pumpe

**3.3.12. Snaga turbine**

$$P_t = q_{m,RT} \cdot (h_1 - h_2)$$

$$P_t = 3,213 \cdot (490 - 436,135) \quad (10)$$

$$P_t = 149,96 \text{ kW}$$

**3.3.13. Ukupna snaga ORC**

$$P_{ORC} = P_t - P_k - P_w$$

$$P_{ORC} = 149,98 - 30,33 - 14,24 \quad (11)$$

$$P_{ORC} = 105,42 \text{ kW}$$

## 4. TERMODINAMIČKI I AERODINAMIČKI PRORAČUN AKSIJALNE TURBINE

### 4.1. Proračun regulacijskog stupnja aksijalne turbine

#### 4.1.1. Ulazni podaci

$h_0 = 490 \text{ kJ/kg}$	- entalpija na ulazu u turbinu
$p_0 = 10 \text{ bar}$	- tlak u isparivaču
$p_0' = 9 \text{ bar}$	- tlak u ulazu u turbinu, nakon prigušenja
$T_0 = 391,15 \text{ K}$	- temperatura na ulazu u turbinu
$q_{m,RT} = 3,213 \text{ kg}$	- protok radnog fluida

#### 4.1.2. Odabiremo srednji promjer

$$d_{sr} = 0,25 \text{ m} \quad (12)$$

#### 4.1.3. Odabiremo broj okretaja

$$n = 5000 \text{ o/min} \quad (13)$$

#### 4.1.4. Obodna brzina na srednjem promjeru

$$u = d_{sr} \cdot \pi \cdot \frac{n}{60}$$

$$u = 0,25 \cdot \pi \cdot \frac{5000}{60} \quad (14)$$

$$u = 65,44 \text{ m/s}$$

#### 4.1.5. Pretpostavljeni optimalni odnos obodne i fiktivne brzine regulacijskog stupnja

$$\left(\frac{u}{c_F}\right)_{opt} = 0,235 \quad (15)$$

#### 4.1.6. Fiktivna brzina regulacijskog stupnja

$$c_F = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_F}\right)_{opt}} = \frac{65,44}{0,235}$$

$$c_F = 278,51 \text{ m/s} \quad (16)$$

#### 4.1.7. Izentropski toplinski pad regulacijskog stupnja

$$\Delta h_{0,is} = \frac{c_F^2}{2 \cdot 1000} = \frac{278,51^2}{2 \cdot 1000} \quad (17)$$

$$\Delta h_{0,is} = 38,78 \text{ kJ/kg}$$

Reaktivnosti dobivamo iz odabranog optimalnog odnosa obodne i fiktivne brzine pa za optimalni odnos od 0.235 reaktivnosti su:

- reaktivnost prvog rotora  $\Rightarrow R_1 = 14 \%$
- reaktivnost skretnih lopatica  $\Rightarrow R_{SL} = 5 \%$
- reaktivnost drugog rotora  $\Rightarrow R_2 = 10 \%$

#### 4.1.8. Izentropski toplinski padovi u pojedinim rešetkama regulacijskog kola

- Sapnica

$$\begin{aligned} \Delta h_{S,is} &= (1 - R_1 - R_{SL} - R_2) \cdot \Delta h_{0,is} \\ \Delta h_{S,is} &= (1 - 0,14 - 0,05 - 0,1) \cdot 38,78 \\ \Delta h_{S,is} &= 27,53 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (18)$$

- Prvi rotor

$$\begin{aligned} \Delta h_{R_1,is} &= R_1 \cdot \Delta h_{0,is} \\ \Delta h_{R_1,is} &= 0,14 \cdot 38,78 \\ \Delta h_{R_1,is} &= 5,4297 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (19)$$

- Skretne lopatice

$$\begin{aligned} \Delta h_{SL,is} &= R_{SL} \cdot \Delta h_{0,is} \\ \Delta h_{SL,is} &= 0,05 \cdot 38,78 \\ \Delta h_{SL,is} &= 1,9392 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (20)$$

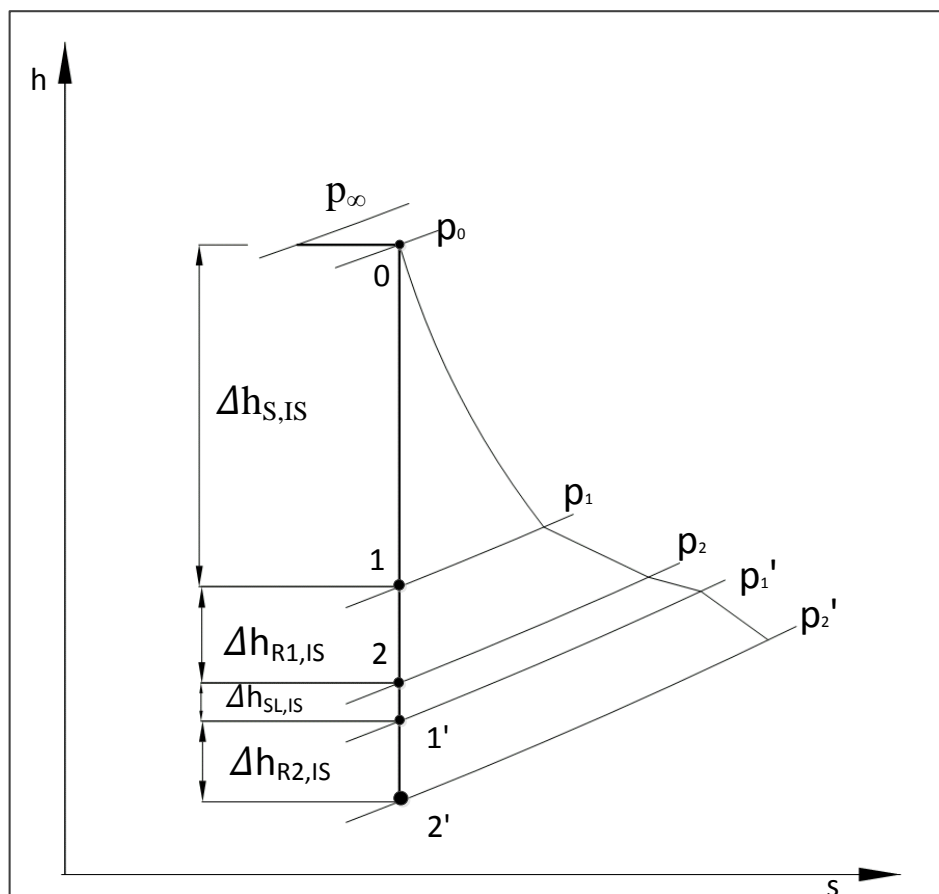
$$\Delta h_{S,IS}$$

- Drugi rotor

$$\Delta h_{R_2, is} = R_2 \cdot \Delta h_{0, is}$$

$$\Delta h_{R_2, is} = 0,1 \cdot 38,78 \quad (21)$$

$$\Delta h_{R_2, is} = 3,878 \text{ kJ/kg}$$



Slika 14. h – s dijagram za regulacijski stupanj

Tablica 8. Točke stanja, očitano iz REFPROP-a

Točka	p(bar)	v(m <sup>3</sup> /kg)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)	T(C°)
0	9	0,040851	490	1,3392	118
1	4,46	0,0863	463,47	1,3392	98,43
2	3,78	0,1025	457,04	1,3392	94,169
1'	3,59	0,10756	455,1	1,3392	92,9
2'	3,252	0,11896	451,22	1,3392	90,4



**4.1.9. Odnos tlaka na izlazu i ulazu u sapnice**

$$\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_{0'}} = \frac{4,46}{9} = 0,4962 \quad (22)$$

**4.1.10. Teoretska apsolutna brzina pare na izlazu iz sapnica**

$$\begin{aligned} c_{1t} &= \sqrt{2 \cdot \Delta h_{S, is} \cdot 1000} \\ c_{1t} &= \sqrt{2 \cdot 27,53 \cdot 1000} \\ c_{1t} &= 234,67 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (23)$$

**4.1.11. Brzina zvuka za stanje na izlazu iz sapnica**

$$\begin{aligned} a_1 &= \sqrt{\kappa \cdot p_1 \cdot v_{1t}} \\ a_1 &= \sqrt{1,14 \cdot 4,46 \cdot 10^5 \cdot 0,0863} \\ a_1 &= 209,6 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (24)$$

**4.1.12. Machov broj na izlazu iz sapnica**

$$\begin{aligned} M_{1t} &= \frac{c_{1t}}{a_1} \\ M_{1t} &= \frac{234,67}{209,68} \\ M_{1t} &= 1,1196 \end{aligned} \quad (25)$$

**4.1.13. Faktor kritičnog strujanja**

$$\begin{aligned} B_{kr} &= \sqrt{g \cdot \kappa \cdot \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 2}{\kappa - 1}}} \\ B_{kr} &= \sqrt{9,81 \cdot 1,14 \cdot \left( \frac{2}{1,14 + 1} \right)^{\frac{1,14 + 2}{1,14 - 1}}} \\ B_{kr} &= 1,936 \end{aligned} \quad (26)$$

**4.1.14. Potrebna površina izlaznog presjeka sapnica (za  $M_{1t} > 1$ )**

$$F_1 = \frac{q_{m,RT} \cdot 100}{\mu_1 \cdot B_{kr} \cdot \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}}$$

$$F_1 = \frac{3,213 \cdot 100}{0,97 \cdot 10000 \cdot 1,93 \sqrt{\frac{9}{0,409}}} \quad (27)$$

$$F_1 = 0,00112 \text{ m}^2$$

gdje je  $\mu_1 = 0,97$  odabrani koeficijent protoka pare kroz sapnicu.

**4.1.15. Fiktivna visina sapnica:**

$$e_1 \cdot l_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d_{sr} \cdot \sin \alpha_{1e}}$$

$$e_1 \cdot l_1 = \frac{0,0112}{\pi \cdot 0,1 \cdot \sin 12^\circ} \quad (28)$$

$$e_1 \cdot l_1 = 0,00686 \text{ m}$$

gdje je  $\alpha_{1e} = 12^\circ$  odabrani efektivni izlazni kut profila sapnica.

**4.1.16. Parcijalnost sapnica**

$$e_1 = 0,55 \quad (29)$$

**4.1.17. Stvarna visina sapnice**

$$l_1 = \frac{e_1 \cdot l_1}{e_1}$$

$$l_1 = \frac{0,00686}{0,55} \quad (30)$$

$$l_1 = 0,01246 \text{ m}$$

**4.1.18. Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz sapnice**

$$\begin{aligned}
 c_1 &= \varphi \cdot c_{1t} \\
 c_1 &= 0,9646 \cdot 234,67 \\
 c_1 &= 226,36 \text{ m/s}
 \end{aligned}
 \tag{31}$$

**4.1.19. Gubitak sapnice**

$$\begin{aligned}
 \Delta h_{g,s} &= \Delta h_{s,is} \cdot (1 - \varphi^2) \\
 \Delta h_{g,s} &= 27,53 \cdot (1 - 0,9646^2) \\
 \Delta h_{g,s} &= 1,9165 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}
 \tag{32}$$

**4.1.20. Stvarna relativna brzina na ulazu u prvi rotor**

$$\begin{aligned}
 w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_{1e}} \\
 w_1 &= \sqrt{226,36^2 + 65,44^2 - 2 \cdot 226,36 \cdot 64,44 \cdot \cos 12^\circ} \\
 w_1 &= 162,91 \text{ m/s}
 \end{aligned}
 \tag{33}$$

**4.1.21. Kut stvarne relativne brzine na ulazu u prvi rotor**

$$\begin{aligned}
 \sin \beta_1 &= \sin \alpha_{1e} \cdot \frac{c_1}{w_1} \\
 \sin \beta_1 &= \sin 12^\circ \cdot \frac{226,36}{162,91} \\
 \beta_1 &= 16,79^\circ
 \end{aligned}
 \tag{34}$$

**4.1.22. Teoretska relativna brzina na izlazu iz prvog rotora**

$$\begin{aligned}
 w_{2t} &= \sqrt{2 \cdot \Delta h_{R_1,is} + w_1^2} \\
 w_{2t} &= \sqrt{2 \cdot 5429,7 \cdot 162,91^2} \\
 w_{2t} &= 193,39 \text{ m/s}
 \end{aligned}
 \tag{35}$$

**4.1.23. Machov broj za stanje na izlazu iz prvog rotora**

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{\sqrt{\kappa \cdot p_2 \cdot v_{2t}}}$$

$$M_{2t} = \frac{193,39}{\sqrt{1,14 \cdot 3,78 \cdot 10^5 \cdot 0,1025}} \quad (36)$$

$$M_{2t} = 0,92$$

**4.1.24. Potrebna površina izlaznog presjeka**

$$F_2 = \frac{q_{m,RT} \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}}$$

$$F_2 = \frac{3,213 \cdot 0,1025}{0,92 \cdot 193,39} \quad (37)$$

$$F_2 = 0,0019 \text{ m}^2$$

$\mu_2 = 0,92$  – odabrani koeficijent protoka za prvi rotor

**4.1.25. Potrebno prekrivanje između sapnice i lopatica rotora**

$$\Delta l_{min} = \frac{d_{sr}}{1000}$$

$$\Delta l_{min} = \frac{0,25}{1000} \quad (38)$$

$$\Delta l_{min} = 0,00025 \text{ m}$$

**4.1.26. Visina lopatice prvog rotora**

$$l_2 = l_1 + l_{min}$$

$$l_2 = 0,01246 + 0,00025 \quad (39)$$

$$l_2 = 0,0127 \text{ m}$$

**4.1.27. Kut relativne brzine na izlazu iz prvog rotora**

$$\sin \beta_2 = \frac{F_2}{\pi \cdot d_{sr} \cdot e_1 \cdot l_2}$$

$$\sin \beta_2 = \frac{0,0019}{\pi \cdot 0,25 \cdot 0,55 \cdot 0,01246} \quad (40)$$

$$\beta_2 = 19,69^\circ$$

**4.1.28. Koefficient gubitka brzine prvoga rotora**

$$\psi = 0,82 \quad (41)$$

**4.1.29. Stvarna relativna brzina na izlazu iz prvog rotora**

$$\begin{aligned} w_2 &= \psi \cdot w_{2t} \\ w_2 &= 0,82 \cdot 193,39 \\ w_2 &= 158,58 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (42)$$

**4.1.30. Gubitci u rešetci prvoga rotora**

$$\begin{aligned} \Delta h_{g,R1} &= \frac{w_{2t}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) \\ \Delta h_{g,R1} &= \frac{193,39^2}{2} \cdot (1 - 0,82^2) \\ \Delta h_{g,R1} &= 6126,1 \text{ J/kg} = 6,126 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (43)$$

**4.1.31. Stvarna apsolutan brzina na izlazu iz rešetke**

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos \beta_2} \\ c_2 &= \sqrt{158,58^2 + 65,44^2 - 2 \cdot 158,58 \cdot 65,44 \cdot \cos 19,67^\circ} \\ c_2 &= 99,43 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (44)$$

**4.1.32. Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz rotora**

$$\begin{aligned} \sin \alpha_2 &= \frac{w_2 \cdot \sin \beta_2}{c_2} \\ \sin \alpha_2 &= \frac{158,58 \cdot \sin 19,67^\circ}{99,43} \\ \alpha_2 &= 32,51^\circ \end{aligned} \quad (45)$$

**4.1.33. Teoretska apsolutna brzina na izlazu iz skretih lopatica**

$$\begin{aligned}
 c_{1t}' &= \sqrt{2 \cdot \Delta h_{SL, is} + c_2^2} \\
 c_{1t}' &= \sqrt{2 \cdot 1939,2 \cdot 99,43^2} \\
 c_{1t}' &= 99,45 \text{ m/s}
 \end{aligned}
 \tag{46}$$

**4.1.34. Machov broj za sanje na izlazu iz skretnih lopatica**

$$\begin{aligned}
 M_{1t}' &= \frac{c_{1t}'}{\sqrt{\kappa \cdot p_1' \cdot v_{1t}'}} \\
 M_{1t}' &= \frac{99,45}{\sqrt{1,14 \cdot 3,59 \cdot 10^5 \cdot 0,1076}} \\
 M_{1t}' &= 0,4737
 \end{aligned}
 \tag{47}$$

**4.1.35. Potrebna površina izlaznog presjeka skretnih lopatica**

$$\begin{aligned}
 F_1' &= \frac{q_{m, RT} \cdot v_{1t}'}{\mu_2 \cdot c_{1t}'} \\
 F_1' &= \frac{3,213 \cdot 0,1076}{0,94 \cdot 99,45} \\
 F_1' &= 0,0037 \text{ m}^2
 \end{aligned}
 \tag{48}$$

$\mu_1' = 0,94$  – odabrani koficijent skretnih lopatica

**4.1.36. Visina skretnih lopatica**

$$\begin{aligned}
 l_{SL} &= l_2 + l_{min} \\
 l_{SL} &= 0,0127 + 0,00025 \\
 l_{SL} &= 0,013 \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{49}$$

**4.1.37. Kut apsolutne brzine na izlazu iz skretnih lopatica**

$$\sin \alpha_1' = \frac{F_1'}{\pi \cdot d_{sr} \cdot e_1 \cdot l_{SL}}$$

$$\sin \alpha_1' = \frac{0.0037}{\pi \cdot 0,25 \cdot 0,55 \cdot 0,013} \quad (50)$$

$$\alpha_1' = 41,3^\circ$$

**4.1.38. Koeficijent gubitka brzine skretnih lopatica**

$$\psi_{SL} = 0,85 \quad (51)$$

**4.1.39. Gubitak u skretnim lopaticama**

$$\Delta h_{g,SL} = \frac{c_{1t}'^2}{2} \cdot (1 - \psi_{SL}^2)$$

$$\Delta h_{g,SL} = \frac{99,45^2}{2} \cdot (1 - 0,85^2) \quad (52)$$

$$\Delta h_{g,SL} = 1372,5 \text{ J/kg} = 1,372 \text{ kJ/kg}$$

**4.1.40. Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz skretnih lopatica**

$$c_1' = \psi_{SL} \cdot c_{1t}'$$

$$c_1' = 0,85 \cdot 99,45 \quad (53)$$

$$c_1' = 84,53 \text{ m/s}$$

**4.1.41. Stvarna relativna brzina na ulazu u drugi rotor**

$$w_1' = \sqrt{c_1'^2 + u^2 - 2 \cdot c_1' \cdot u \cdot \cos \alpha_1'}$$

$$w_1' = \sqrt{84,53^2 + 65,44^2 - 2 \cdot 84,53 \cdot 65,44 \cdot \cos 41,3^\circ} \quad (54)$$

$$w_1' = 55,83 \text{ m/s}$$

**4.1.42. Kut stvarne relativne brzine na ulazu u drugi rotor**

$$\sin\beta_1' = \sin\alpha_1' \cdot \frac{c_1'}{w_1'}$$

$$\sin\beta_1' = \sin 34,14^\circ \cdot \frac{84,53}{55,83} \quad (55)$$

$$\beta_1' = 88^\circ$$

**4.1.43. Teoretska relativna brzina na izlazu iz drugog rotora**

$$w_{2t}' = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{R_2, is} + w_1'^2}$$

$$w_{2t}' = \sqrt{2 \cdot 3878,4 \cdot 55,838^2} \quad (56)$$

$$w_{2t}' = 104,28 \text{ m/s}$$

**4.1.44. Machov broj za stanje na izlazu iz drugog rotora**

$$M_{2t}' = \frac{w_{2t}'}{\sqrt{\kappa \cdot p_2' \cdot v_{2t}'}}$$

$$M_{2t}' = \frac{104,28}{\sqrt{1,14 \cdot 3,25 \cdot 10^5 \cdot 0,119}} \quad (57)$$

$$M_{2t}' = 0,4966$$

**4.1.45. Potrebna površina izlaznog presjeka**

$$F_2' = \frac{q_{m, RT} \cdot v_{2t}'}{\mu_2' \cdot w_{2t}'}$$

$$F_2' = \frac{3,213 \cdot 0,119}{0,93 \cdot 104,28} \quad (58)$$

$$F_2' = 0,0039 \text{ m}^2$$

$\mu_2' = 0,93$  – odabrani koficijent protoka za drugi rotor



**4.1.46. Visina lopatice drugog rotora**

$$\begin{aligned}
 l_2' &= l_{SL} + l_{min} \\
 l_2' &= 0,013 + 0,00025 \\
 l_2' &= 0,0132 \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{59}$$

**4.1.47. Kut relativne brzine na izlazu iz drugog rotora**

$$\begin{aligned}
 \sin\beta_2' &= \frac{F_2'}{\pi \cdot d_{sr} \cdot e_1 \cdot l_2'} \\
 \sin\beta_2' &= \frac{0,0039}{\pi \cdot 0,25 \cdot 0,55 \cdot 0,0132} \\
 \beta_2' &= 43,66^\circ
 \end{aligned}
 \tag{60}$$

**4.1.48. Koeficijent gubitka brzine drugog rotora**

$$\psi_{R2} = 0,82 \tag{61}$$

**4.1.49. Stvarna relativna brzina na izlazu iz drugog rotora**

$$\begin{aligned}
 w_2' &= \psi_{R2} \cdot w_{2t}' \\
 w_2' &= 0,82 \cdot 104,28 \\
 w_2' &= 85,51 \text{ m/s}
 \end{aligned}
 \tag{62}$$

**4.1.50. Gubici u rešetci drugog rotora**

$$\begin{aligned}
 \Delta h_{g,R2} &= \frac{w_{2t}'^2}{2} \cdot (1 - \psi_{R2}^2) \\
 \Delta h_{g,R2} &= \frac{104,28^2}{2} \cdot (1 - 0,82^2) \\
 \Delta h_{g,R2} &= 1781,3 \text{ J/kg} = 1,781 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}
 \tag{63}$$

**4.1.51. Stvarna apsolutan brzina na izlazu iz rešetke**

$$\begin{aligned}
 c_2' &= \sqrt{w_2'^2 + u^2 - 2 \cdot w_2' \cdot u \cdot \cos \beta_2'} \\
 c_2' &= \sqrt{85,51^2 + 45,44 - 2 \cdot 85,51 \cdot 45,44 \cdot \cos 43,66^\circ} \\
 c_2' &= 59,15 \text{ m/s}
 \end{aligned}
 \tag{64}$$

**4.1.52. Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz rotora**

$$\begin{aligned}
 \sin \alpha_2' &= \frac{w_2' \cdot \sin \beta_2'}{c_2'} \\
 \sin \alpha_2' &= \frac{85,51 \cdot \sin 43,66^\circ}{59,15} \\
 \alpha_2 &= 86,51^\circ
 \end{aligned}
 \tag{65}$$

**4.1.53. Gubitak izlazne brzine**

$$\begin{aligned}
 \Delta h_{g,ib} &= \frac{c_2'^2}{2} \\
 \Delta h_{g,ib} &= \frac{59,15^2}{2} \\
 \Delta h_{g,ib} &= 1749,4 \text{ J/kg} = 1,749 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}
 \tag{66}$$

**4.1.54. Iskoristivost na obodu regulacijskog kola**

$$\begin{aligned}
 \eta_u &= 1 - \frac{\Delta h_{g,s} + \Delta h_{g,R1} + \Delta h_{g,SL} + \Delta h_{g,R2} + \Delta h_{g,ib}}{\Delta h_{0,is}} \\
 \eta_u &= 1 - \frac{1,9165 + 6,1261 + 1,3725 + 1,7813 + 1,7494}{38,783} \\
 \eta_u &= 0,66
 \end{aligned}
 \tag{67}$$

**4.1.55. Gubitak uslijed parcijalnosti**

$$\zeta_{\text{parc}} = 0,35 \cdot \left( \frac{0,3 \cdot \left( \frac{u}{c_F} \right)_{\text{opt}}}{d_{sr} \cdot \sin \alpha_1} + \frac{1 - e_1}{e_1} \right) \cdot \left( \frac{u}{c_F} \right)_{\text{opt}} \cdot \eta_u$$

$$\zeta_{\text{parc}} = 0,35 \cdot \left( \frac{0,3 \cdot 0,235}{250 \cdot \sin 12} + \frac{1 - 0,55}{0,55} \right) \cdot 0,235 \cdot 0,66 \quad (68)$$

$$\zeta_{\text{parc}} = 0,0106$$

**4.1.56. Gubitak na krajevima segmenata sapnice**

$$\zeta_{\text{seg}} = \frac{0,25 \cdot B_2 \cdot l_2}{F_1} \cdot \left( \frac{u}{c_F} \right)_{\text{opt}} \cdot \eta_u \cdot (z - 1)$$

$$\zeta_{\text{seg}} = \frac{0,25 \cdot 0,007 \cdot 0,0127}{0,0011} \cdot 0,235 \cdot 0,66 \cdot (2 - 1) \quad (69)$$

$$\zeta_{\text{seg}} = 0,0031$$

z = 2, broj privoda

**4.1.57. Unutarnja izentropska iskoristivost**

$$\eta_i = \eta_u - \zeta_{\text{parc}} - \zeta_{\text{seg}}$$

$$\eta_i = 0,66 - 0,0106 - 0,0031 \quad (70)$$

$$\eta_i = 0,65$$

**4.1.58. Stvarni iskorišteni toplinski pad**

$$\Delta h_i = \eta_i \cdot \Delta h_{0, \text{is}}$$

$$\Delta h_i = 0,66 \cdot 38,78 \quad (71)$$

$$\Delta h_i = 25,3 \text{ kJ/kg}$$

**4.1.59. Stvarno stanje na izlazu iz regulacijskog stupnja**

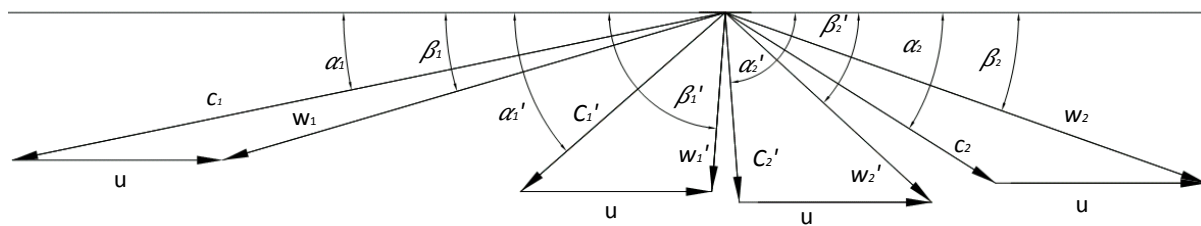
$$\begin{aligned}
 h_{RS} &= 464,69 \text{ kJ/kg} \\
 p_{RS} &= 3,25 \text{ bar} \\
 T_{RS} &= 96,83 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
 v_{tRS} &= 0,12168 \text{ m}^3/\text{kg} \\
 s_{RS} &= 1,3751 \text{ kJ/kgK}
 \end{aligned}
 \tag{72}$$

**4.1.60. Snaga regulacijskog stupnja**

$$\begin{aligned}
 P_{RS} &= q_{m,RT} \cdot \Delta h_i \\
 P_{RS} &= 3,213 \cdot 25,3 \\
 P_{RS} &= 81,31 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \tag{73}$$

**4.1.61. Trokuti brzina regulacijskog stupnja****Tablica 9. Trokuti brzina regulacijskog stupnja**

$u = 65,44 \text{ m/s}$	
$\alpha_1 = 12^{\circ}$	$c_1 = 226,36 \text{ m/s}$
$\beta_1 = 16,79^{\circ}$	$w_1 = 162,91 \text{ m/s}$
$\alpha_2 = 32,51^{\circ}$	$c_2 = 99,43 \text{ m/s}$
$\beta_2 = 19,69^{\circ}$	$w_2 = 158,58 \text{ m/s}$
$\alpha'_1 = 41,3^{\circ}$	$c'_1 = 84,53 \text{ m/s}$
$\beta'_1 = 88^{\circ}$	$w'_1 = 55,83 \text{ m/s}$
$\alpha'_2 = 86,51^{\circ}$	$c'_2 = 59,15 \text{ m/s}$
$\beta'_2 = 43,66^{\circ}$	$w'_2 = 85,15 \text{ m/s}$



Slika 15. Trokut brzina regulacijskog stupnja

## 4.2. Termodinamički proračun 2.stupnja iza regulacijskog stupnja

### 4.2.1. Srednji promjer stupnja

$$d_{sr} = 0,25 \text{ m} \quad (74)$$

### 4.2.2. Broj okretaja

$$n = 5000 \text{ o/min} \quad (75)$$

### 4.2.3. Obodna brzina na srednjem promjeru

$$\begin{aligned} u &= d_{sr} \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} \\ u &= 0,25 \cdot \pi \cdot \frac{5000}{60} \\ u &= 65,44 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (76)$$

### 4.2.4. Reaktivnost stupnja na srednjem promjeru

$$\begin{aligned} R &= \frac{1,8}{1,8 + \frac{d_{sr}}{l_1}} \\ R &= \frac{1,8}{1,8 + \frac{0,25}{0,0252}} \\ R &= 0,1536 \end{aligned} \quad (77)$$

$l_1 = 0,0252 \text{ m}$  – pretpostavljena visina statorskih lopatica

### 4.2.5. Optimalni odnos obodne i fiktivne brzine

$$\begin{aligned} \left(\frac{u}{c_F}\right)_{\text{opt}} &= \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_{1e}}{2 \cdot \sqrt{1-R}} \\ \left(\frac{u}{c_F}\right)_{\text{opt}} &= \frac{0,92 \cdot \cos 12^\circ}{2 \cdot \sqrt{1-0,1536}} \\ \left(\frac{u}{c_F}\right)_{\text{opt}} &= 0,4891 \end{aligned} \quad (78)$$

$\varphi = 0,92$  –odabrani koeficijent gubitka brzine statorskih lopatica

$\alpha_{1e} = 12^\circ$  - izlazni efektivni kut profila statorskih lopatica

**4.2.6. Fiktivna brzina stupnja**

$$c_F = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_F}\right)_{\text{opt}}}$$

$$c_F = \frac{65,44}{0,4891} \quad (79)$$

$$c_F = 133,82 \text{ m/s}$$

**4.2.7. Izentropski toplinski pad stupnja**

$$\Delta h_{0,\text{is}} = \frac{c_F^2}{2 \cdot 1000}$$

$$\Delta h_{0,\text{is}} = \frac{133,82^2}{2 \cdot 1000} \quad (80)$$

$$\Delta h_{0,\text{is}} = 8,954 \text{ kJ/kg}$$

**4.2.8. Izentropski pad u statorskoj rešetci**

$$\Delta h_{S,\text{is}} = (1 - R) \cdot \Delta h_{0,\text{is}}$$

$$\Delta h_{S,\text{is}} = (1 - 0,1536) \cdot 8,954 \quad (81)$$

$$\Delta h_{S,\text{is}} = 7,5791 \text{ kJ/kg}$$

**4.2.9. Izentropski pad u rotorskoj rešetci**

$$\Delta h_{R,\text{is}} = R \cdot \Delta h_{0,\text{is}}$$

$$\Delta h_{R,\text{is}} = 0,1536 \cdot 8,954 \quad (82)$$

$$\Delta h_{R,\text{is}} = 1,3752 \text{ kJ/kg}$$

**4.2.10. Stanje na ulazu u stupanj (izlaz iz regulacijskog stupnja)**

$$h_0 = 464,69 \text{ kJ/kg}$$

$$p_0 = 3,2522 \text{ bar}$$

$$v_0 = 0,12174 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (83)$$

$$s_0 = 1,376 \text{ kJ/kgK}$$

$$T_0 = 96,98 \text{ }^\circ\text{C}$$

**4.2.11. Stanje na izlazu iz statorske rešetke**

$$\begin{aligned}
h_1 &= h_0 - \Delta h_{S,is} = 464,69 - 7,5795 = 457,11 \text{ kJ/kg} \\
p_1 &= 2,6894 \text{ bar} \\
v_1 &= 0,14704 \text{ m}^3/\text{kg} \\
s_1 &= 1,376 \text{ kJ/kgK} \\
T_1 &= 92,38 \text{ }^\circ\text{C}
\end{aligned}
\tag{84}$$

**4.2.12. Stanje na izlazu iz rotorske rešetke**

$$\begin{aligned}
h_2 &= h_1 - \Delta h_{R,is} = 457,11 - 1,3752 = 455,73 \text{ kJ/kg} \\
p_2 &= 2,5952 \text{ bar} \\
v_2 &= 0,15231 \text{ m}^3/\text{kg} \\
s_2 &= 1,376 \text{ kJ/kgK} \\
T_2 &= 91,52 \text{ }^\circ\text{C}
\end{aligned}
\tag{85}$$

**4.2.13. Teorijska apsolutna brzina na izlazu iz statorske rešetke**

$$\begin{aligned}
c_{1t} &= \sqrt{2 \cdot \Delta h_{S,is} \cdot 1000} \\
c_{1t} &= \sqrt{2 \cdot 7,5795 \cdot 1000} \\
c_{1t} &= 123,12 \text{ m/s}
\end{aligned}
\tag{86}$$

**4.2.14. Machov broj na izlazu iz statorske rešetke**

$$\begin{aligned}
M_{1t} &= \frac{c_{1t}}{\sqrt{\kappa_1 \cdot p_1 \cdot v_{1t}}} \\
M_{1t} &= \frac{123,12}{\sqrt{1,14 \cdot 2,6894 \cdot 10^5 \cdot 0,147}} \\
M_{1t} &= 0,579
\end{aligned}
\tag{87}$$



**4.2.15. Potrebna površina izlaznog presjeka statorske rešetke (za  $M_{It} < 1$ )**

$$F_1 = \frac{q_{m,RT} \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}}$$

$$F_1 = \frac{3,213 \cdot 0,147}{0,94 \cdot 123,12} \quad (88)$$

$$F_1 = 0,0041 \text{ m}^2$$

gdje je  $\mu_1 = 0,94$  odabrani koeficijent protoka pare za statorsku rešetku.

**4.2.16. Fiktivna visina statorskih lopatica**

$$e_1 \cdot l_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d_{sr} \cdot \sin \alpha_{1e}}$$

$$e_1 \cdot l_1 = \frac{0,0041}{\pi \cdot 0,25 \cdot \sin 12^\circ} \quad (89)$$

$$e_1 \cdot l_1 = 0,025 \text{ m}$$

gdje je  $\alpha_{1e} = 12^\circ$  odabrani efektivni izlazni kut profila statorske rešetke.

**4.2.17. Parcijalnost statorske rešetke**

$$e_1 = 1 \quad (90)$$

**4.2.18. Stvarna visina statorskih lopatica drugog stupnja**

$$l_1 = \frac{e_1 \cdot l_1}{e_1}$$

$$l_1 = \frac{0,025}{1} \quad (91)$$

$$l_1 = 0,025 \text{ m}$$

**4.2.19. Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz statorske rešetke**

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1t}$$

$$c_1 = 0,92 \cdot 123,12 \quad (92)$$

$$c_1 = 123,27 \text{ m/s}$$

**4.2.20. Gubitak statorske rešetke**

$$\Delta h_{g,s} = \frac{c_{1t}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2)$$

$$\Delta h_{g,s} = \frac{123,12^2}{2} \cdot (1 - 0,92^2) \quad (93)$$

$$\Delta h_{g,s} = 1164,2 \text{ J/kg} = 1,164 \text{ kJ/kg}$$

**4.2.21. Stvarna relativna brzina na ulazu u rotorsku rešetku**

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_{1e}}$$

$$w_1 = \sqrt{113,27^2 + 65,44^2 - 2 \cdot 113,27 \cdot 65,44 \cdot \cos 12^\circ} \quad (94)$$

$$w_1 = 51,09 \text{ m/s}$$

**4.2.22. Kut stvarne relativne brzine na ulazu u rotorsku rešetku**

$$\sin \beta_1 = \sin \alpha_{1e} \cdot \frac{c_1}{w_1}$$

$$\sin \beta_1 = \sin 12^\circ \cdot \frac{113,27}{51,09} \quad (95)$$

$$\beta_1 = 27,44^\circ$$

**4.2.23. Teoretska relativna brzina na izlazu iz rotorske rešetke**

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{R,is} + w_1^2}$$

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot 1375,2 \cdot 51,09^2} \quad (96)$$

$$w_{2t} = 73,22 \text{ m/s}$$

**4.2.24. Machov broj za stanje na izlazu rotorske rešetke**

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{\sqrt{\kappa \cdot p_2 \cdot v_{2t}}}$$

$$M_{2t} = \frac{73,22}{\sqrt{1,14 \cdot 2,5952 \cdot 10^5 \cdot 0,1523}} \quad (97)$$

$$M_{2t} = 0,3449$$

**4.2.25. Potrebna površina izlaznog presjeka rotorske rešetke**

$$F_2 = \frac{q_{m,RT} \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}}$$

$$F_2 = \frac{3,213 \cdot 0,1523}{0,93 \cdot 73,22} \quad (98)$$

$$F_2 = 0,0072 \text{ m}^2$$

$\mu_2 = 0,93$  – odabrani koeficijent protoka za rotorsku rešetku

**4.2.26. Potrebno prekrivanje između statorskih i rotorskih lopatica**

$$\Delta l_{min} = \frac{d_{sr}}{1000}$$

$$\Delta l_{min} = \frac{0,25}{1000} \quad (99)$$

$$\Delta l_{min} = 0,00025 \text{ m}$$

**4.2.27. Visina rotorskih lopatica**

$$l_2 = l_1 + l_{min}$$

$$l_2 = 0,025 + 0,00025 \quad (100)$$

$$l_2 = 0,02525 \text{ m}$$

**4.2.28. Kut relativne brzine na izlazu rotorske rešetke**

$$\sin \beta_2 = \frac{F_2}{\pi \cdot d_{sr} \cdot e_1 \cdot l_2}$$

$$\sin \beta_2 = \frac{0,0072}{\pi \cdot 0,25 \cdot 1 \cdot 0,0252} \quad (101)$$

$$\beta_2 = 21,24^\circ$$

**4.2.29. Koeficijent gubitka brzine rotora**

$$\psi = 0,85 \quad (102)$$

**4.2.30. Stvarna relativna brzina na izlazu rotora**

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t}$$

$$w_2 = 0,85 \cdot 73,22 \quad (103)$$

$$w_2 = 62,23 \text{ m/s}$$

**4.2.31. Gubitci u rotorskoj rešetci**

$$\Delta h_{g,R} = \frac{w_{2t}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2)$$

$$\Delta h_{g,R} = \frac{73,22^2}{2} \cdot (1 - 0,85^2) \quad (104)$$

$$\Delta h_{g,R} = 743,9 \text{ J/kg} = 0,7439 \text{ kJ/kg}$$

**4.2.32. Stvarna apsolutan brzina na izlazu iz stupnja**

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos \beta_2}$$

$$c_2 = \sqrt{62,23^2 + 65,44^2 - 2 \cdot 62,23 \cdot 65,44 \cdot \cos 21,24^\circ} \quad (105)$$

$$c_2 = 23,75 \text{ m/s}$$

**4.2.33. Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz rotora**

$$\sin \alpha_2 = \frac{w_2 \cdot \sin \beta_2}{c_2}$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{62,23 \cdot \sin 21,24^\circ}{23,75} \quad (106)$$

$$\alpha_2 = 71,73^\circ$$

**4.2.34. Gubitak uslijed izlazne brzine**

$$\Delta h_{g,ib} = \frac{c_2^2}{2}$$

$$\Delta h_{g,ib} = \frac{23,75^2}{2} \quad (107)$$

$$\Delta h_{g,ib} = 282,1 \text{ J/kg} = 0,282 \text{ kJ/kg}$$

**4.2.35. Iskoristivost na obodu stupnja**

$$\eta_u = 1 - \frac{(\Delta h_{g,ib} + \Delta h_{g,R} + \Delta h_{g,S})}{\Delta h_{0,is}}$$

$$\eta_u = 1 - \frac{(0,2821 + 1,164 + 0,7439)}{8,954} \quad (108)$$

$$\eta_u = 0,7554$$

**4.2.36. Gubitak na krajevima segmenta statorske rešetke**

$$\zeta_{seg} = \frac{0,11 \cdot B_2 \cdot l_2}{F_1} \cdot \left( \frac{u}{c_F} \right)_{opt} \cdot \eta_u \cdot z$$

$$\zeta_{seg} = \frac{0,11 \cdot 0,007 \cdot 0,0252}{0,0015} \cdot 0,4891 \cdot 0,7554 \cdot 1 \quad (109)$$

$$\zeta_{seg} = 0,0018 = 0,18 \%$$

$B_2 = 0,014 \text{ m}$  – širina statorske lopatice

$z = 1$  – broj privoda

**4.2.37. Gubitak uslijed prestruajvanja u stupnju**

$$\zeta_{pr} = \frac{2 \cdot \delta_r \cdot \eta_u}{\frac{l_1 + l_2}{2} + \delta_r}$$

$$\zeta_{pr} = \frac{2 \cdot 0,0005 \cdot 0,752}{\frac{0,025 + 0,0252}{2} + 0,0005} \quad (110)$$

$$\zeta_{pr} = 0,0295 = 2,95 \%$$

$\delta_r = 0,0005 \text{ m}$  – veličina radijalnog zazora u stupnju

**4.2.38. Unutarnja izentropska iskoristivost stupnja**

$$\eta_i = \eta_u - \zeta_{seg} - \zeta_{pr}$$

$$\eta_i = 0,7554 - 0,0018 - 0,0295 \quad (111)$$

$$\eta_i = 0,7242$$

**4.2.39. Iskorišteni toplinski pad**

$$\Delta h_i = \eta_i \cdot \Delta h_{0,is}$$

$$\Delta h_i = 0,7242 \cdot 8,954 \quad (112)$$

$$\Delta h_i = 6,484 \text{ kJ/kg}$$

**4.2.40. Gubitak stupnja**

$$\begin{aligned}\Delta h_g &= (1 - \eta_i) \cdot \Delta h_{0, \text{is}} \\ \Delta h_g &= (1 - 0,7242) \cdot 8,9457 \\ \Delta h_g &= 2,4699 \text{ kJ/kg}\end{aligned}\tag{113}$$

**4.2.41. Stanje na izlazu iz stupnja**

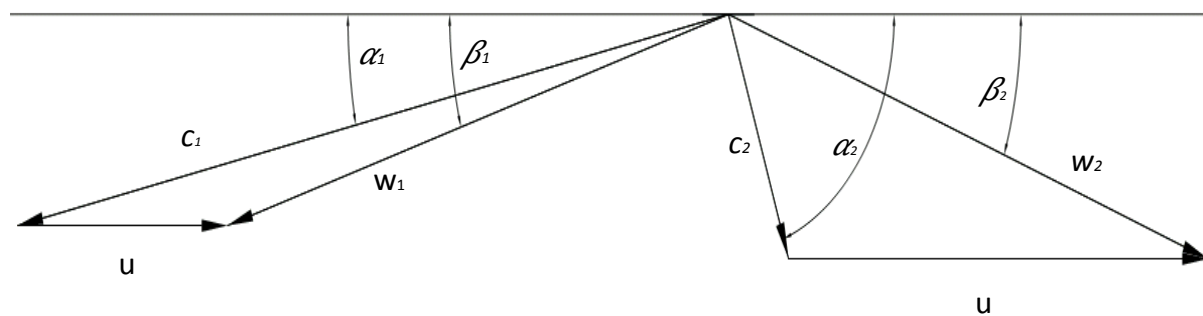
$$\begin{aligned}h_3 &= h_0 - \Delta h_i = 464,49 - 6,484 = 458,2 \text{ kJ/kg} \\ p_3 &= 2,5952 \text{ bar} \\ v_3 &= 0,1531 \text{ m}^2/\text{kg} \\ s_3 &= 1,327 \text{ kJ/kgK} \\ T_3 &= 92,71 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}\tag{114}$$

**4.2.42. Unutarnja snaga stupnja**

$$\begin{aligned}P_i &= q_{m, RT} \cdot \Delta h_i \\ P_i &= 3,213 \cdot 6,484 \\ P_i &= 20,835 \text{ kW}\end{aligned}\tag{115}$$

**4.2.43. Trokut brzina****Tablica 10. trokut brzina 2. stupnja**

$u = 65,44 \text{ m/s}$	
$\alpha_1 = 12^\circ$	$c_1 = 113,27 \text{ m/s}$
$\beta_1 = 27,44^\circ$	$w_1 = 51,09 \text{ m/s}$
$\alpha_2 = 71,73^\circ$	$c_2 = 23,75 \text{ m/s}$
$\beta_2 = 21,24^\circ$	$w_2 = 62,23 \text{ m/s}$



Slika 16. Trokut brzina 2.stupnja

### 4.3. Termodinamički proračun ostalih stupnjeva

Pošto su stupnjevi više manje isti za ostale stupnjeve neće biti prikazan proračun nego će se samo biti prikazani rezultati u tablici. Rezultati i drugog stupnja će biti prikazani u tablici radi usporedbe. Trokuti brzina su od prilike jednaki za svaki stupanj stoga neće biti prikazani za ostale stupnjeve.

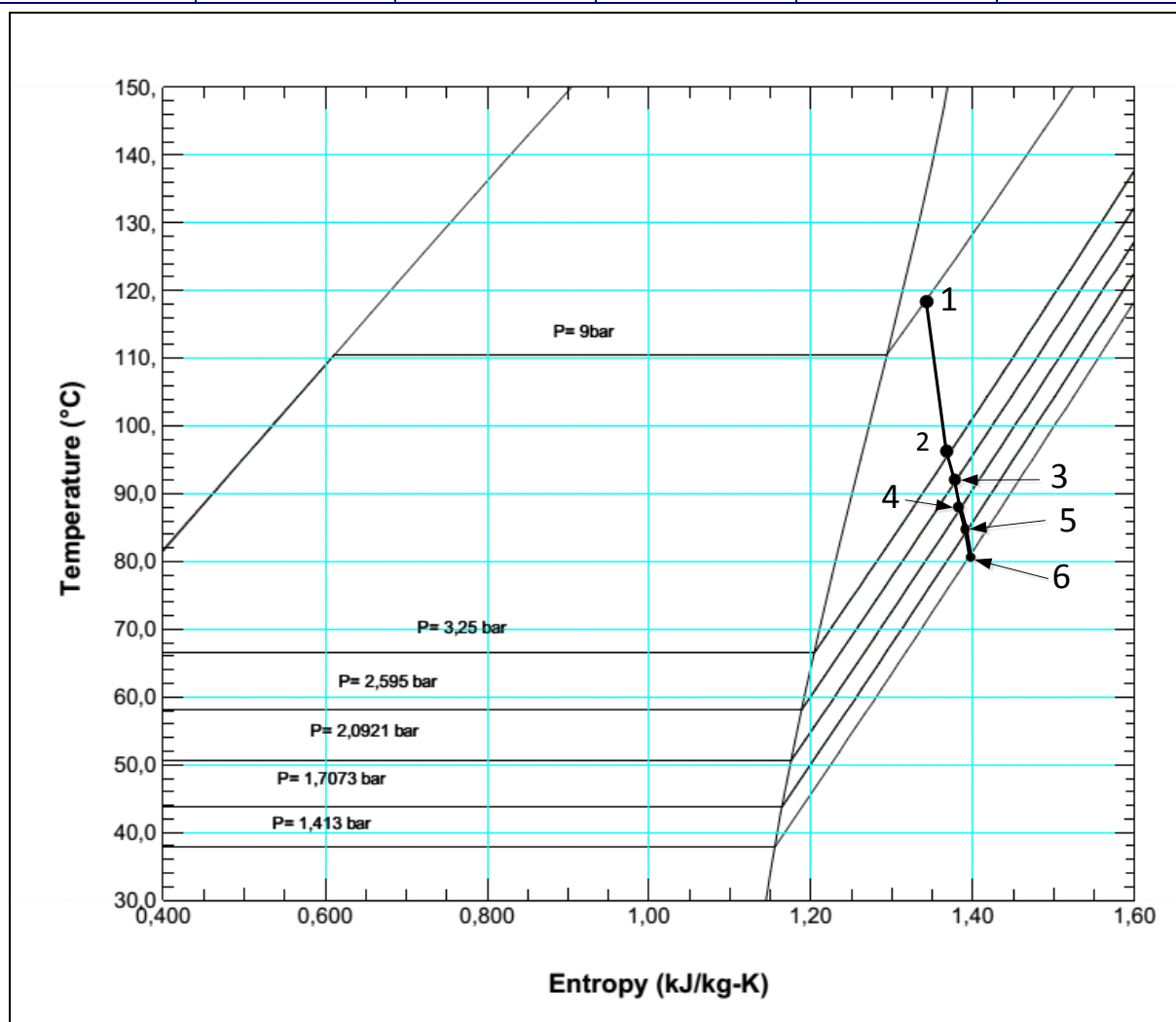
**Tablica 11. Termodinamički proračun ostalih stupnjeva aksijalne turbine**

Veličina	Jedinica	2. stupanj	3. stupanj	4. stupanj	5. stupanj
$q_{m,RT}$	kg/s	3,213	3,213	3,213	3,213
$d_{sr}$	m	0,25	0,25	0,25	0,25
$n$	o/min	5000	5000	5000	5000
$u$	m/s	65,44	65,44	65,44	65,44
$\left(\frac{u}{c_F}\right)_{opt}$	/	0,4891	0,4994	0,5131	0,5272
$c_F$	m/s	133,82	131,05	127,56	124,14
$R$	/	0,1536	0,1882	0,2309	0,2716
$\varphi$	/	0,92	0,92	0,92	0,92
$\alpha_{1e}$	°	12	12	12	12
$\Delta h_{0,is}$	kJ/kg	8,9547	8,5883	8,1365	7,7056
$\Delta h_{S,is}$	kJ/kg	7,5795	6,9719	6,2577	5,6124
$\Delta h_{R,is}$	kJ/kg	1,3752	1,6164	1,8788	2,0932
$h_0$	kJ/kg	464,69	458,2	451,91	445,87
$p_0$	bar	3,2522	2,5952	2,0921	1,7073
$v_0$	m <sup>3</sup> /kg	0,12174	0,15312	0,18964	0,2319
$s_0$	kJ/kgK	1,376	1,3827	1,388	1,3994
$T_0$	°C	96,98	92,71	88,74	85
$h_1$	kJ/kg	457,11	451,23	445,65	440,26
$p_1$	bar	2,6894	2,2182	1,7932	1,5055
$v_1$	m <sup>3</sup> /kg	0,14704	0,18127	0,22039	0,26205
$s_1$	kJ/kgK	1,376	1,3827	1,388	1,3944
$T_1$	°C	92,38	88,6	85,15	82,14
$h_2$	kJ/kg	455,73	449,61	443,77	438,39
$p_2$	bar	2,5952	2,0921	1,7073	1,413
$v_2$	m <sup>3</sup> /kg	0,1523	0,18897	0,23116	0,2785
$s_2$	kJ/kgK	1,376	1,3827	1,388	1,3994



$T_2$	$^{\circ}\text{C}$	95,52	87,63	84	81
$c_{1t}$	$\text{m/s}$	123,12	118,08	111,87	105,94
$M_{1t}$	/	0,5799	0,5515	0,5271	0,4996
$F_1$	$\text{m}^2$	0,0041	0,0052	0,0067	0,0085
$\mu_1$	/	0,94	0,94	0,94	0,94
$e_1$	/	1	1	1	1
$l_1$	$\text{m}$	0,025	0,0321	0,0411	0,0518
$c_1$	$\text{m/s}$	113,27	108,70	103,26	97,47
$\Delta h_{q,s}$	$\text{kJ/kg}$	1,164	1,0721	0,9676	0,8621
$w_1$	$\text{m/s}$	51,097	46,7	41,53	36,11
$\beta_1$	$^{\circ}$	27,44	28,93	31,12	34,13
$w_{2t}$	$\text{m/s}$	73,22	73,53	73,84	74,09
$M_{2t}$	/	0,3449	0,3464	0,348	0,349
$F_2$	$\text{m}^2$	0,0072	0,0089	0,0108	0,013
$\mu_2$		0,93	0,93	0,93	0,93
$\Delta l_{\min}$	$\text{m}$	0,00025	0,0025	0,0025	0,0025
$l_2$	$\text{m}$	0,0252	0,0323	0,04135	0,052
$\beta_2$	$^{\circ}$	21,24	20,45	19,45	18,51
$\psi$	/	0,85	0,85	0,85	0,85
$w_2$	$\text{m/s}$	62,23	62,5	62,77	62,98
$\Delta h_{q,R}$	$\text{kJ/kg}$	0,743	0,7504	0,7567	0,7618
$c_2$	$\text{m/s}$	23,75	22,89	21,81	20,81
$\alpha_2$	$^{\circ}$	71,73	75,51	73,32	74,02
$\Delta h_{q,ib}$	$\text{kJ/kg}$	0,2821	0,262	0,238	0,216
$\eta_u$	%	75,54	75,74	75,96	76,12
$\zeta_{seg}$	%	0,18	0,18	0,18	0,19
$B_2$	$\text{m}$	0,014	0,014	0,02	0,02
$z$	/	1	1	1	1
$\zeta_{pr}$	%	2,95	2,31	1,82	1,45
$\delta_r$	$\text{m}$	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005
$\eta_i$	%	72,42	73,25	73,96	74,47
$\Delta h_i$	$\text{kJ/kg}$	6,4848	6,2943	6,0376	5,738
$\Delta h_g$	$\text{kJ/kg}$	2,4699	2,299	2,126	1,966
$h_3$	$\text{kJ/kg}$	458,2	451,91	445,87	440,13
$p_3$	$\text{bar}$	2,5952	2,0921	1,7073	1,413
$v_3$	$\text{m}^3/\text{kg}$	0,15312	0,18964	0,2319	0,2793
$s_3$	$\text{kJ/kgK}$	1,3827	1,388	1,3994	1,4

$T_3$	$^{\circ}\text{C}$	92,71	88,74	85	81,49
$P_i$	$\text{kW}$	20,85	20,22	19,39	18,43

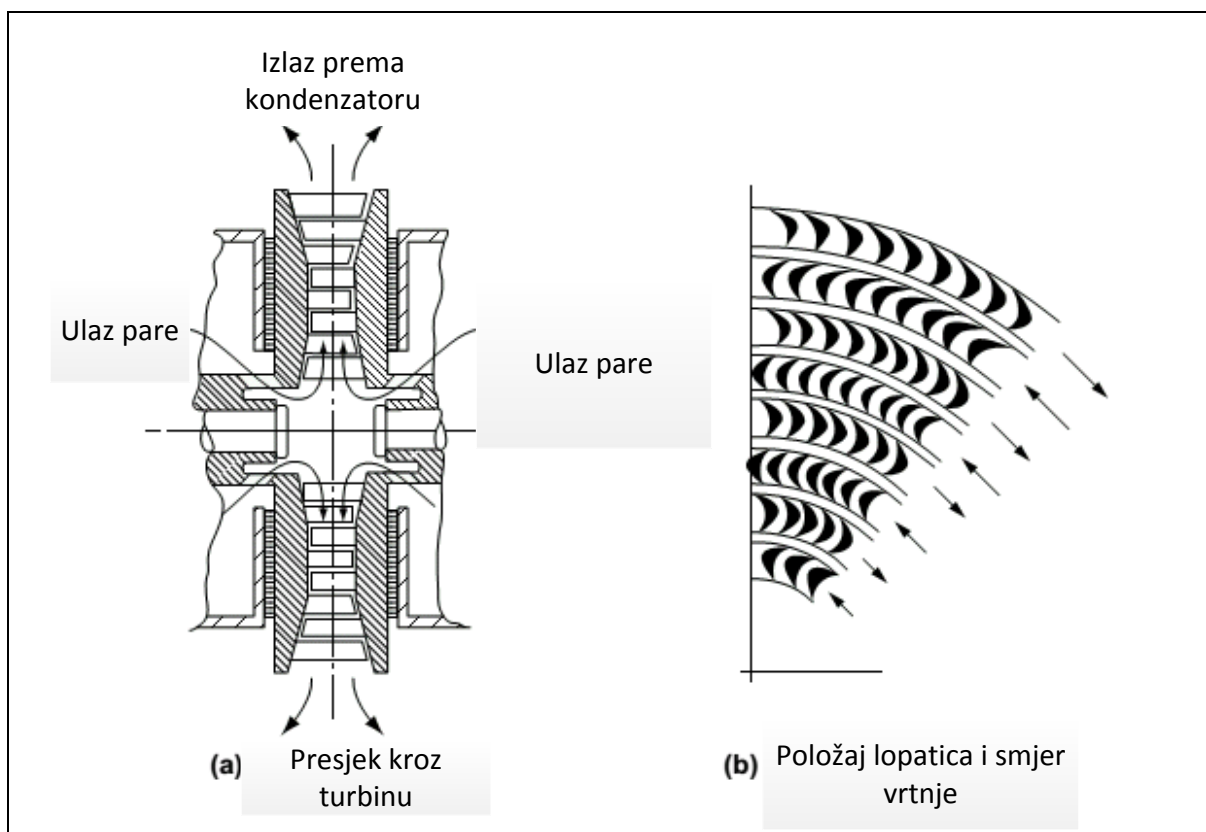


Slika 17. T- s dijagram procesa u aksijalnoj turbini

Na slici 17. Točka 1 predstavlja stanje radnog medija na ulazu u turbinu, točka dva stanje na izlazu iz regulacijskog stupnja, točka 3 stanje na izlazu iz drugog stupnja, točka 4 stanje na izlazu iz trećeg stupnja, točka 5 stanje na izlazu iz četvrtog stupnja, točka 6 predstavlja stanje na izlazu iz turbine i ulazu u kondenzator.

## 5. LJUNGSTROMOVA RADIJALNA TURBINA

Ljungstrom-ova turbina spada u radijalne turbine, sa strujanjem od središta prema vani. Specifičnost ove turbine je što nema statorske lopatice nego ima više suprotno rotirajućih rotora. To donekle komplicira dizajn same turbine te zahtijeva dva generatora, za svaki smjer vrtnje po jedan.



Slika 18. Ljungstrom-ova turbina [23]

Kao što se vidi na slici 17., radni medij struji od središta prema krajevima s tim da se para pušta u svim smjerovima. Veliki problem ovakvog tipa turbina je što na velikoj udaljenosti od centra rotacije imaju najveće lopatice radi velikog volumena na izlazu iz turbine. Najveća dizajnirana turbina na ovom principu je trebala imati snagu od 70 MW.

## 5.1. Termodinamički i aerodinamični proračun ljunstrom-ove radijalne turbine

U ovome poglavlju će biti prikazan proračun ljunstrom-ove turbine za zadane ulazne parametre.

### 5.1.1. Proračun prvog stupnja

#### 5.1.2. Parametri na ulazu u turbinu

$h_0 = 490 \text{ kJ/kg}$	- entalpija na ulazu u turbinu
$T_0 = 391,15 \text{ K}$	- temperatura na ulazu u turbinu
$p_0 = 9 \text{ bar}$	- tlak na ulazu nakon prigušenja
$q_{m,RT} = 3,213 \text{ kg/s}$	

#### 5.1.3. Određivanje obodne brzine na prvom radijusu

Proizvoljno odaberemo početni radijus  $r_1 = 9,5 \text{ cm}$  te pretpostavimo vrijednost broja okretaja na tom radijusu  $n = 3000 \text{ }^\circ/\text{min}$ . Iz toga se može odrediti kutna brzina, a iz nje obodna brzina na početnom radijusu.

$$\begin{aligned}\omega &= \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \\ \omega &= \frac{2 \cdot \pi \cdot 3000}{60} \\ \omega &= 314,15 \text{ 1/s}\end{aligned}\tag{116}$$

$$\begin{aligned}u_1 &= \omega \cdot r_1 \\ u_1 &= 314,15 \cdot 0,095 \\ u_1 &= 29,84 \text{ m/s}\end{aligned}\tag{117}$$

#### 5.1.4. Određivanje fiktivne brzine na ulazu u prvi rotor

Za korisnost je vezana veličina  $\left(\frac{u}{c_F}\right)_{\text{opt}} = 0,25$  koja se očitava iz tablica (simbol u tablici  $\rho$ ).

Pomoću toga se računa stvarna brzina

$$c_1 = \frac{u_1}{\left(\frac{u}{c_F}\right)_{\text{opt}}}$$

$$c_1 = \frac{29,84}{0,25} \quad (118)$$

$$c_F = 119,38 \text{ m/s}$$

#### 5.1.5. Računanje relativne brzine na ulazu u prvi rotor

Odabrana vrijednost kuta  $\beta = 30^\circ$

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + 4 \cdot u_1^2 - 4 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \beta}$$

$$w_1 = \sqrt{119,38^2 + 4 \cdot 29,84^2 - 4 \cdot 29,84 \cdot 119,38 \cdot \cos 30} \quad (119)$$

$$w_1 = 73,97 \text{ m/s}$$

#### 5.1.6. Određivanje visine lopatice

Proizvoljno odredimo visinu lopatice i zazor među lopaticama  $b_m = 15 \text{ mm}$

$$r_2 = r_1 + b_m$$

$$r_2 = 0,095 + 0,015 \quad (120)$$

$$r_2 = 0,11 \text{ m}$$

#### 5.1.7. Obodna brzina na radijusu $r_2$

$$u_2 = \omega \cdot r_2$$

$$u_2 = 314,15 \cdot 0,11 \quad (121)$$

$$u_2 = 34,55 \text{ m/s}$$

**5.1.8. Izentropski toplinski pad prvog rotora**

$$\Delta h_{1,is} = \frac{c_F^2}{2000}$$

$$\Delta h_{1,is} = \frac{119,38^2}{2000} \quad (122)$$

$$\Delta h_{1,is} = 7,129 \text{ kJ/kg}$$

**5.1.9. Stvara relativna brzina na izlazu iz prvog rotora**

$$c_2 = \frac{u_2}{\left(\frac{u}{c_F}\right)_{opt}}$$

$$c_2 = \frac{34,55}{0,25} \quad (123)$$

$$c_2 = 138,23 \text{ m/s}$$

**5.1.10. Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz prvog rotora**

$$w_2 = \sqrt{c_2^2 + 4 \cdot u_2^2 - 4 \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \beta}$$

$$w_2 = \sqrt{138,23^2 + 4 \cdot 34,55^2 - 4 \cdot 34,55 \cdot 138,23 \cdot \cos 30} \quad (124)$$

$$w_2 = 85,65 \text{ m/s}$$

**5.1.11. Tangencijalna brzina na ulazu u prvi rotor**

$$c_{2t} = (c_1 \cdot \cos \beta) - u_2$$

$$c_{2t} = (138,23 \cdot \cos 30) - 34,55 \quad (125)$$

$$c_{2t} = 85,15 \text{ m/s}$$

**5.1.12. Snaga prvog prstena**

$$P_1 = \frac{(u_2 \cdot 3,281) \cdot (c_{2t} \cdot 3,281)}{g \cdot J} \cdot 2,32 \cdot q_{m,RT}$$

$$P_1 = \frac{(34,55 \cdot 281) \cdot (85,15 \cdot 3,281)}{32,174 \cdot 778} \cdot 2,32 \cdot 3,213 \quad (126)$$

$$P_1 = 9,43 \text{ kW}$$

**5.1.13. Izentropska entalpija na izlazu iz prvog rotora**

$$h_{1,is} = h_0 - \Delta h_{1,is}$$

$$h_{1,is} = 490 - 7,12 \quad (127)$$

$$h_{1,is} = 482,87 \text{ kJ/kg}$$

**Tablica 12. Izentropska entalpija na izlazu iz prvog rotora**

Temperatura (°C)	Tlak (bar)	Sp. Volumen (m <sup>3</sup> /kg)	Entalpija (kJ/kg)	Entropija (kJ/kgK)
118	9	0,04085	490	1,3392
112,3	7,4278	0,05051	482,24	1,3392

**5.1.14. Stvarna entalpija na izlazu iz prvog rotora**

$$h_1 = [(1 - \eta) \cdot \Delta h_{1,is}] + h_{1,is}$$

$$h_1 = [(1 - 0,808) \cdot 7,12] + 482,87 \quad (128)$$

$$h_1 = 484,24 \text{ kJ/kg}$$

Pomoću REFPROP-a sad očitamo ostale vrijednosti za stvarno stanje na izlazu iz rotora.

**Tablica 13. Stvarno stanje na izlazu iz prvog rotora**

Temperatura (°C)	Tlak (bar)	Sp. Volumen (m <sup>3</sup> /kg)	Entalpija (kJ/kg)	Entropija (kJ/kgK)
113	7,4241	0,05067	484,24	1,3428

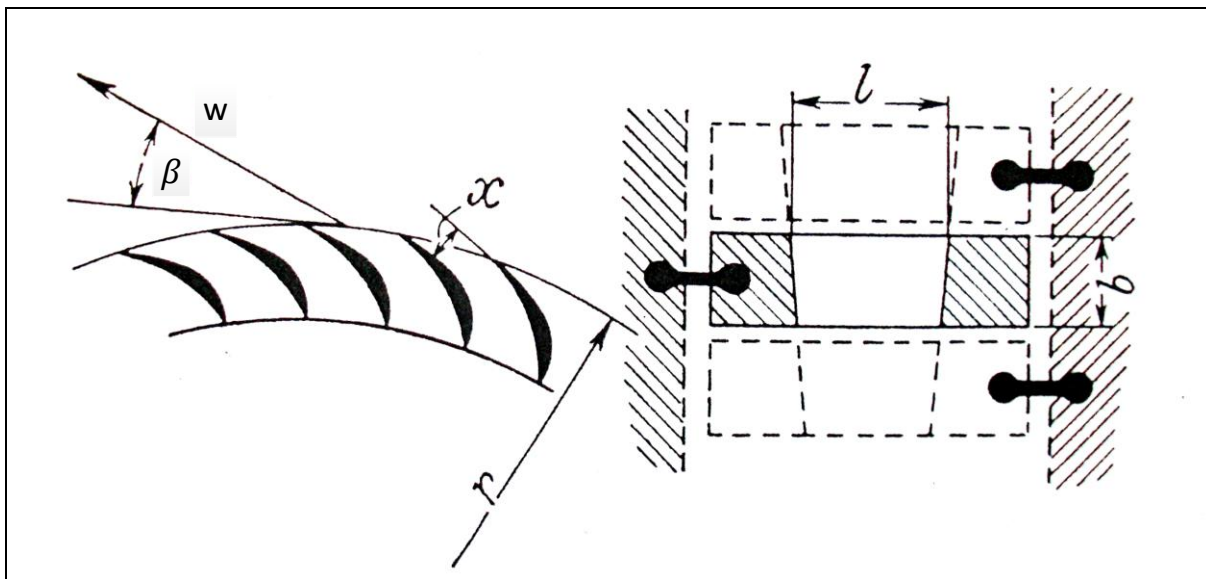
**5.1.15. Dužina lopatice**

Pošto je jednadžba za dužinu lopatice prilagođena za britanske jedinice sve su jedinice pretvorene prvo u britanske, a onda na kraju vraćeni konačni rezultati u SI jedinice.  $v_1$  predstavlja specifično volumen na izlazu iz prvoga stupnja.

$$l_1 = \frac{(q_{m,RT} \cdot 2,205) \cdot (v_1 \cdot 100)}{(2 \cdot \pi \cdot (r_2 \cdot 3,281) \cdot (c_2 \cdot 3,281) \cdot \sin\beta) \cdot 3,281}$$

$$l_1 = \frac{(3,213 \cdot 2,205) \cdot (0,05067 \cdot 100)}{(2 \cdot \pi \cdot (0,11 \cdot 3,281) \cdot (138,23 \cdot 3,281) \cdot \sin 30) \cdot 3,281} \quad (129)$$

$$l_1 = 0,0213 \text{ m}$$



Slika 19. Dužina lopatice Ljungstrom-ove turbine [12]

#### 5.1.16. Iskoristivost prvog stupnja

$$\eta_1 = \frac{P_1}{q_{m,RT} \cdot (h_0 - h_1)}$$

$$\eta_1 = \frac{9,43}{3,213 \cdot (490 - 484)} \quad (130)$$

$$\eta_1 = 0,51$$



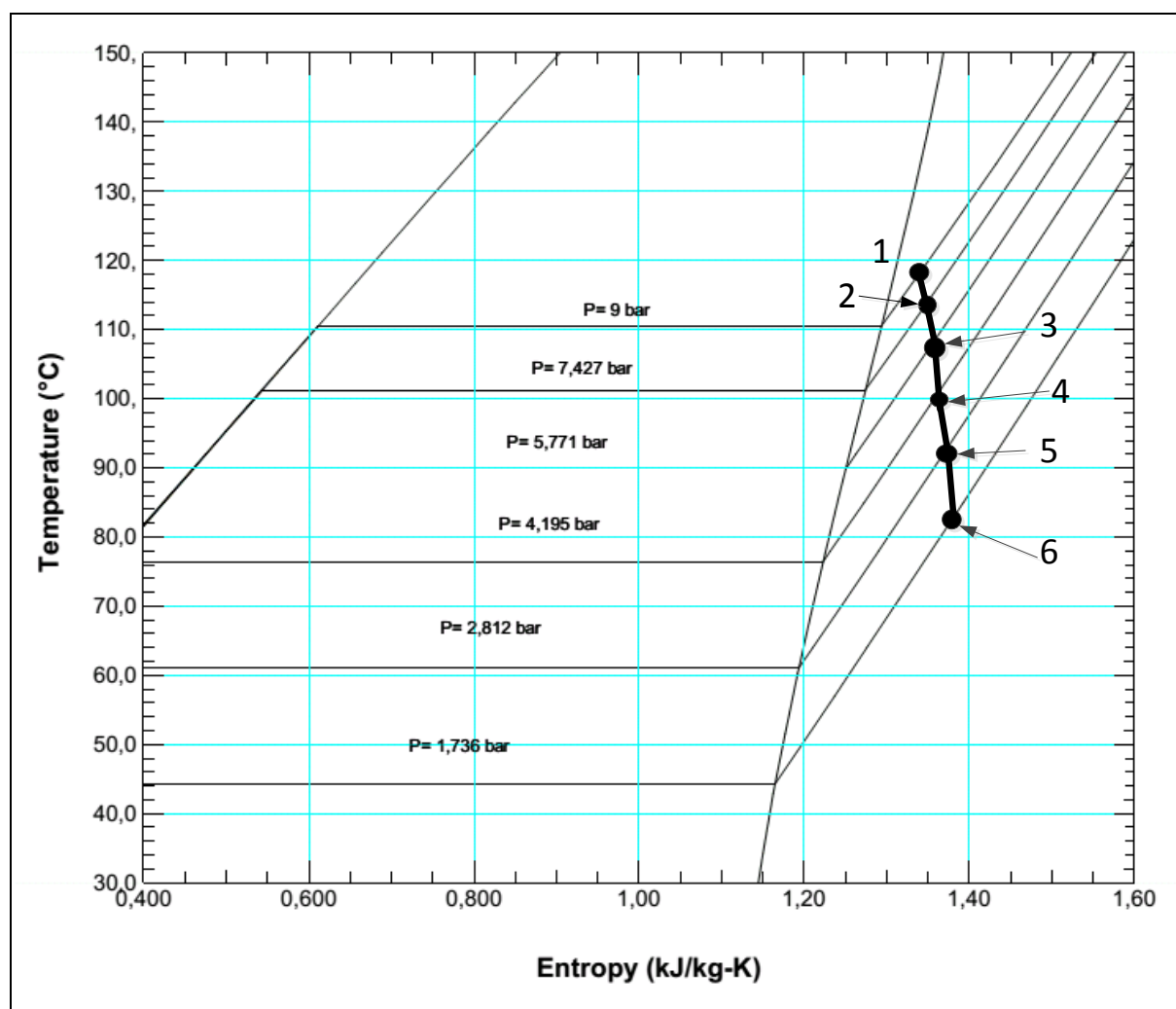
## 5.2. Proračun ostalih stupnjeva

Pošto je proračun identičan za sve stupnjeve, ostali proračuni neće biti prikazani, samo rezultati tih proračuna.

**Tablica 14. Proračun ostalih stupnjeva Ljungstrom-ove turbine**

Veličine	Jedinica	1. stupanj	2. stupanj	3. stupanj	4. stupanj	5. stupanj
$q_{m,RT}$	$kg/s$	3,213	3,213	3,213	3,213	3,213
$n$	$o/min$	3000	3000	3000	3000	3000
$\omega$	$l/s$	314,15	314,15	314,15	314,15	314,15
$c_1$	$m/s$	119,38	138,23	157,07	175,92	194,77
$u_1$	$m/s$	29,84	34,55	39,26	43,98	48,69
$u_2$	$m/s$	34,55	39,26	43,98	48,69	53,4
$r_1$	$m$	0,095	0,11	0,125	0,14	0,155
$r_2$	$m$	0,11	0,125	0,14	0,155	0,17
$\left(\frac{u}{c_F}\right)_{opt}$	/	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
$w_1$	$m/s$	73,97	85,65	97,33	109,015	120,69
$w_2$	$m/s$	85,65	97,33	109,015	120,69	132,37
$b_m$	$m$	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015
$c_2$	$m/s$	138,23	157,07	175,92	194,77	213,62
$c_{2t}$	$m/s$	85,15	96,76	108,37	119,98	131,6
$P_i$	$kW$	9,43	12,18	15,28	18,73	22,53
$\Delta h_{1,is}$	$kJ/kg$	7,1259	9,553	12,33	15,47	18,96
$h_{1,is}$	$kJ/kg$	482,87	474,68	464,18	451,07	435
$h_0$	$kJ/kg$	490	484,24	476,52	466,55	454,05
$p_0$	$bar$	9	7,4278	5,7717	4,1956	2,8123
$v_0$	$m^3/kg$	0,040851	0,05065	0,06653	0,0928	0,13905

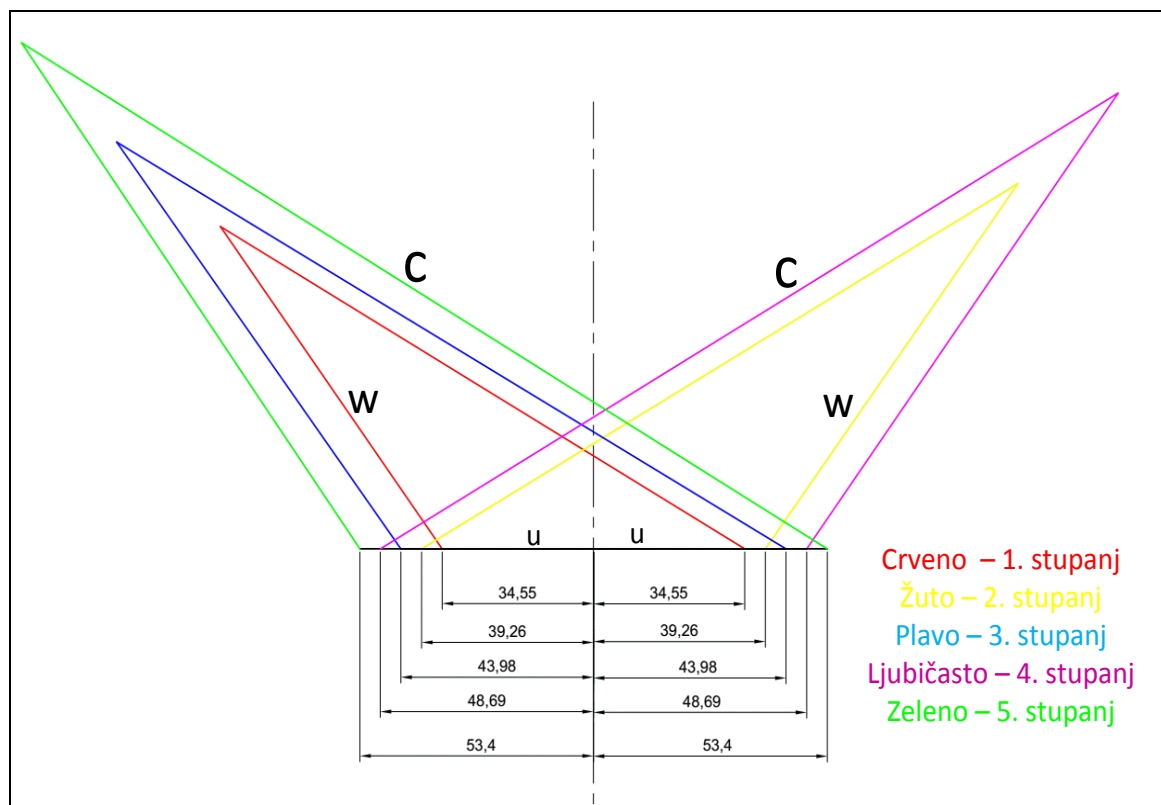
$s_0$	$\text{kJ/kgK}$	1,3392	1,3428	1,3476	1,354	1,3622
$T_0$	$^{\circ}\text{C}$	118,18	113	106,7	99	91
$h_1$	$\text{kJ/kg}$	484,24	476,52	466,55	454,05	438,7
$p_1$	$\text{bar}$	7,4278	5,7717	4,1956	2,8123	1,736
$v_1$	$\text{m}^3/\text{kg}$	0,05065	0,06653	0,0928	0,13905	0,2252
$s_1$	$\text{kJ/kgK}$	1,3428	1,3476	1,354	1,3622	1,3724
$T_1$	$^{\circ}\text{C}$	113	106,7	99	91	81
$l_1$	$\text{m}$	0,0213	0,0216	0,0241	0,0294	0,396
$\eta_1$	$\%$	51	49,1	47,7	46,62	45,7



Slika 20. T – s dijagram Ljungstrom-ove turbine

Na slici 20. točka 1 predstavlja stanje radne tvari na ulazu u prvi stupanj, točka 2 ulaz u drugi stupanj, točka 3 ulaz u treći stupanj, točka 4 ulaz u četvrti stupanj, točka 5 ulaz u peti stupanj te točka 6 stanje radne tvari na izlazu iz turbine.

### 5.3. Trokut brzina Ljungstrom-ove turbine

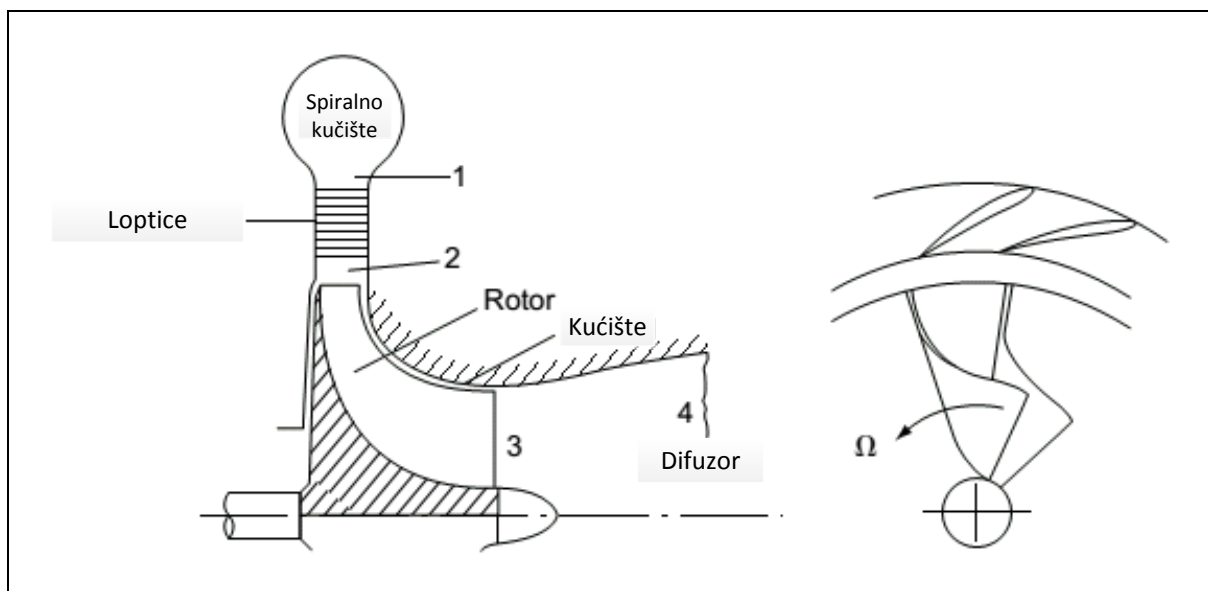


Slika 21. Trokut brzina Ljungstromove turbine

## 6. RADIJALNA TURBINA

Radijalne turbine se koriste veliki niz godina. Prvo su se počele primjenjivati kao hidrauličke turbine, to su bili centrifugalni kompresori koji su imali obrnuto okrenute lopatice da bi stvarali rad, a ne ga trošili. Provo su se počele koristiti u zrakoplovnoj industriji u mlaznim motorima, danas najrašireniju primjenu imaju kod turbo punjača motornih vozila.

Najveća prednost radijalnih turbina je da obavljeni rad sa jednim stupnjem je jednak radu koji se obavi u nekoliko stupnjeva aksijalne turbine. Do toga dolazi radi veće brzine vrha lopatica kod radijalnih turbina. Druga prednost je manja cijena nego kod aksijalne turbine, jedina negativna strana je manja efikasnost nego kod aksijalne turbine.



Slika 22. Presjek radijalne turbine [23]

Radijalna turbina sastoji se od:

- Spiralno kućište – ono služi za ravnomjernu distribuciju po obodu turbine
- Statorske lopatice – u njima dolazi do ubrzavanja radnog fluida
- Rotor – on stvara korisni rad
- Difuzor – pomoću njega se brzina fluida na izlazu pretvara u zaustavni tlak i samim time povećava iskoristivost radijalne turbine

## 6.1. Termodinamički i aerodinamični proračun radijalne turbine

### 6.1.1. Ulazni podaci

$h_0 = 490 \text{ kJ/kg}$	- entalpija na ulazu u turbinu
$T_0 = 391,15 \text{ K}$	- temperatura na ulazu u turbinu
$p_0 = 9 \text{ bar}$	- tlak na ulazu nakon prigušenja
$q_{m,RT} = 3,213 \text{ kg/s}$	- masa radne tvari
$p_2 = 1,45 \text{ bar}$	- tlak na izlazu iz turbine
$r_2 = 0,085 \text{ m}$	- radijus na izlazu
$r_{omjer} = 0,45$	- omjer radijusa
$n = 12\,500 \text{ o/min}$	- broj okretaja
$\psi_p = 0,95$	- faktor punjenja stupnja (0.9- 1.1)
$\phi = 0,3$	- koeficijent toka
$R = 0,115 \text{ kJ/kgK}$	- plinska konstanta izopentana
$\kappa = 1,14$	- izentropski eksponent
$c_p = 2,0297 \text{ kJ/kgK}$	- specifični toplinski kapacitet
$\eta_R = 0,8$	- iskoristivost rotora
$\alpha_2 = 10^\circ$	- kut apsolutne brzine na izlazu
$\zeta = 1$	- omjer brzina

### 6.1.2. Promjer na ulazu u rotor

$$r_1 = \frac{r_2}{r_{omjer}}$$

$$r_1 = \frac{0,085}{0,45} \tag{131}$$

$$r_1 = 0,1889 \text{ m}$$

**6.1.3. Kutna brzina**

$$\begin{aligned}\omega &= \frac{(2 \cdot \pi \cdot n)}{60} \\ \omega &= \frac{(2 \cdot \pi \cdot 12500)}{60} \\ \omega &= 1309 \text{ 1/s}\end{aligned}\tag{132}$$

**6.1.4. Obodna brzina na ulazu u rotor**

$$\begin{aligned}u_1 &= \omega \cdot r_1 \\ u_1 &= 1309 \cdot 0,1889 \\ u_1 &= 247,25 \text{ m/s}\end{aligned}\tag{133}$$

**6.1.5. Meridionalna komponenta apsolutne brzine na ulazu**

$$\begin{aligned}c_{1m} &= \zeta \cdot \phi \cdot u_1 \\ c_{1m} &= 1 \cdot 0,3 \cdot 247,25 \\ c_{1m} &= 74,17 \text{ m/s}\end{aligned}\tag{134}$$

**6.1.6. Tangencijalna komponenta apsolutne brzine na ulazu**

$$\begin{aligned}c_{1t} &= \psi_p \cdot u_1 \\ c_{1t} &= 0,95 \cdot 247,25 \\ c_{1t} &= 234,89 \text{ m/s}\end{aligned}\tag{135}$$

**6.1.7. Apsolutna brzina na ulazu u rotor**

$$\begin{aligned}c_1 &= \sqrt{c_{1t}^2 \cdot c_{1m}^2} \\ c_1 &= \sqrt{234,89^2 \cdot 74,17^2} \\ c_1 &= 246,32 \text{ m/s}\end{aligned}\tag{136}$$

**6.1.8. Kut apsolutne brzine na ulazu u rotor**

$$\begin{aligned} \operatorname{tag} \alpha_1 &= \frac{c_{1t}}{c_{1m}} \\ \operatorname{tag} \alpha_1 &= \frac{234,89}{74,17} \\ \alpha_1 &= 72,47^\circ \end{aligned} \quad (137)$$

**6.1.9. Kut relativne brzine na ulazu u rotor**

$$\begin{aligned} \operatorname{tag} \beta_1 &= \frac{(c_{1t} - u_1)}{c_{1m}} \\ \operatorname{tag} \beta_1 &= \frac{(234,89 - 247,25)}{74,17} \\ \beta_1 &= -9,46^\circ \end{aligned} \quad (138)$$

**6.1.10. Relativna brzina na ulazu u rotor**

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_{1m}^2 + (u_1 - c_{1t})^2} \\ w_1 &= \sqrt{74,17^2 + (247,25 - 234,89)^2} \\ w_1 &= 75,19 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (139)$$

**6.1.11. Površina na ulazu u rotor**

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{q_{m,RT} \cdot R \cdot 1000 \cdot T_{01}}{p_0 \cdot 100 \cdot c_{1m}} \\ A_1 &= \frac{3,213 \cdot 0,115 \cdot 391,15}{9 \cdot 100 \cdot 74,17} \\ A_1 &= 0,0022 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (140)$$

**6.1.12. Machov broj na ulazu u rotor**

$$M_1 = \frac{c_1}{(\kappa \cdot R \cdot 1000 \cdot T_1)}$$

$$M_1 = \frac{246,32}{(1,14 \cdot 0,115 \cdot 1000 \cdot 357,93)} \quad (141)$$

$$M_1 = 1,514$$

**6.1.13. Zaustavni tlak na ulazu u rotor**

$$p_{01} = p_0 \cdot \left( 1 + \left( \frac{(\kappa - 1)}{2} \right) \cdot M_1^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

$$p_{01} = 9 \cdot \left( 1 + \left( \frac{(1,14 - 1)}{2} \right) \cdot 1,514^2 \right)^{\frac{1,14}{1,14 - 1}} \quad (142)$$

$$p_{01} = 18,53$$

**6.1.14. Obodna brzina na izlazu iz rotora**

$$u_2 = \omega \cdot r_2$$

$$u_2 = 1309 \cdot 0,085 \quad (143)$$

$$u_2 = 111,26 \text{ m/s}$$

**6.1.15. Meridionalna komponente apsolutne brzine na izlazu**

$$c_{2m} = \phi \cdot u_1$$

$$c_{2m} = 0,3 \cdot 247,25 \quad (144)$$

$$c_{2m} = 74,17 \text{ m/s}$$

**6.1.16. Tangencijalna komponenta apsolutne brzine na izlazu**

$$c_{2t} = c_{2m} \cdot \tan \alpha_2$$

$$c_{2t} = 74,17 \cdot \tan 10^\circ \quad (145)$$

$$c_{2t} = 13,07 \text{ m/s}$$



**6.1.17. Apsolutna brzina na izlazu iz rotora**

$$\begin{aligned}c_2 &= c_{2m} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_1} \\c_2 &= 74,17 \cdot \frac{1}{\cos 10} \\c_2 &= 75,32 \text{ m/s}\end{aligned}\tag{146}$$

**6.1.18. Kut relativne brzine na izlazu iz rotora**

$$\begin{aligned}\tan \beta_2 &= \frac{(c_{2t} - u_2)}{c_{2m}} \\ \tan \beta_2 &= \frac{(13,07 - 111,26)}{74,17} \\ \beta_2 &= -52,92^\circ\end{aligned}\tag{147}$$

**6.1.19. Relativna brzina na izlazu iz rotora**

$$\begin{aligned}w_2 &= \sqrt{c_{2m}^2 + (c_{2t} - u_2)^2} \\ w_2 &= \sqrt{74,17^2 + (13,07 - 111,26)^2} \\ w_2 &= 123,05 \text{ m/s}\end{aligned}\tag{148}$$

**6.1.20. Površina na izlazu iz rotora**

$$\begin{aligned}A_2 &= \frac{q_{m,RT} \cdot R \cdot T_2}{p_0 \cdot 100 \cdot c_{2m}} \\ A_2 &= \frac{3,213 \cdot 0,115 \cdot 345,35}{1,45 \cdot 100 \cdot 74,17} \\ A_2 &= 0,0119 \text{ m}^2\end{aligned}\tag{149}$$

**6.1.21. Machov broj na izlazu iz rotora**

$$M_2 = \frac{c_2}{(\kappa \cdot R \cdot 1000 \cdot T_2)}$$

$$M_2 = \frac{75,32}{(1,14 \cdot 0,115 \cdot 1000 \cdot 345,35)} \quad (150)$$

$$M_2 = 0,359$$

**6.1.22. Zaustavni tlak na izlazu iz rotora**

$$p_{02} = p_2 \cdot \left( 1 + \left( \frac{(\kappa - 1)}{2} \right) \cdot M_2^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

$$p_{02} = 1,45 \cdot \left( 1 + \left( \frac{(1,14 - 1)}{2} \right) \cdot 0,359^2 \right)^{\frac{1,14}{1,14 - 1}} \quad (151)$$

$$p_{02} = 1,56 \text{ bar}$$

**6.1.23. Omjer tlakova**

$$PR_{tot} = \frac{p_{01}}{p_{02}}$$

$$PR_{tot} = \frac{18,53}{1,56} \quad (152)$$

$$PR_{tot} = 11,88$$

**6.1.24. Snaga turbine**

$$P_t = T_0 \cdot \eta_R \cdot \left( 1 - \left( \frac{1}{PR_{tot}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right)$$

$$P_t = 391,15 \cdot 0,8 \cdot \left( 1 - \left( \frac{1}{11,88} \right)^{\frac{1,14 - 1}{1,14}} \right) \quad (153)$$

$$P_t = 82 \text{ kW}$$

**6.1.25. Pad temperatura**

$$\Delta\vartheta = \frac{P_t}{c_p \cdot \dot{q}_{m,RT}}$$

$$\Delta\vartheta = \frac{82}{2,0297 \cdot 3,213} \quad (154)$$

$$\Delta\vartheta = 12,57$$

**6.1.26. Temperatura na ulazu u rotor**

$$T_1 = \frac{T_{01}}{\left(1 + \left(\frac{\kappa - 1}{2}\right) \cdot M_1^2\right)}$$

$$T_1 = \frac{391,15}{\left(1 + \left(\frac{1,14-1}{2}\right) \cdot 1,514^2\right)} \quad (155)$$

$$T_1 = 357,93 \text{ K}$$

**6.1.27. Zaustavna temperatura na izlazu iz rotora**

$$T_{02} = \frac{T_2}{\left(1 + \left(\frac{\kappa - 1}{2}\right) \cdot M_2^2\right)}$$

$$T_{02} = \frac{345,35}{\left(1 + \left(\frac{1,14-1}{2}\right) \cdot 0,359^2\right)} \quad (156)$$

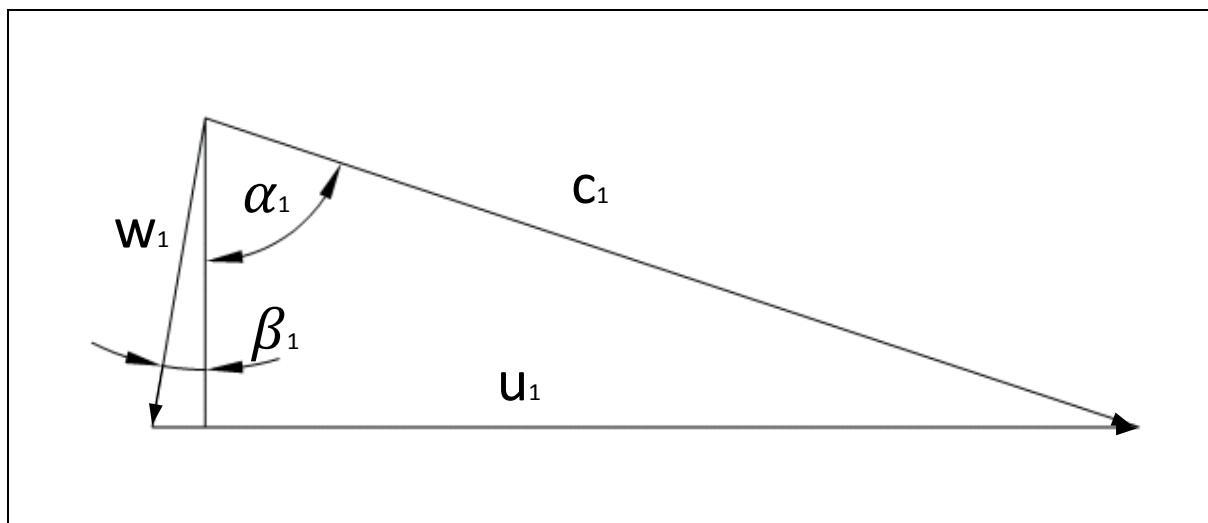
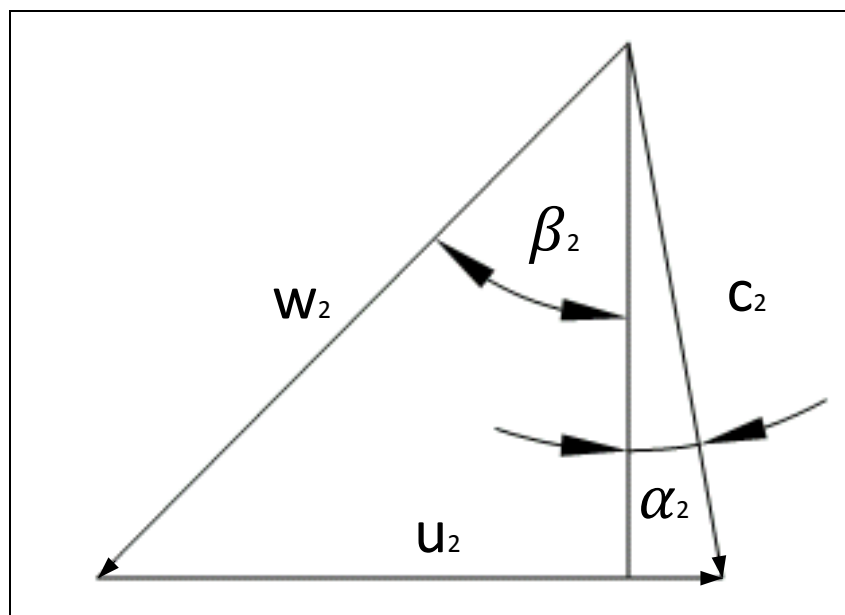
$$T_{02} = 338,77 \text{ K}$$

**6.1.28. Temperatura na izlazu iz rotora**

$$T_2 = T_1 - \Delta\vartheta$$

$$T_2 = 357,93 - 12,57 \quad (157)$$

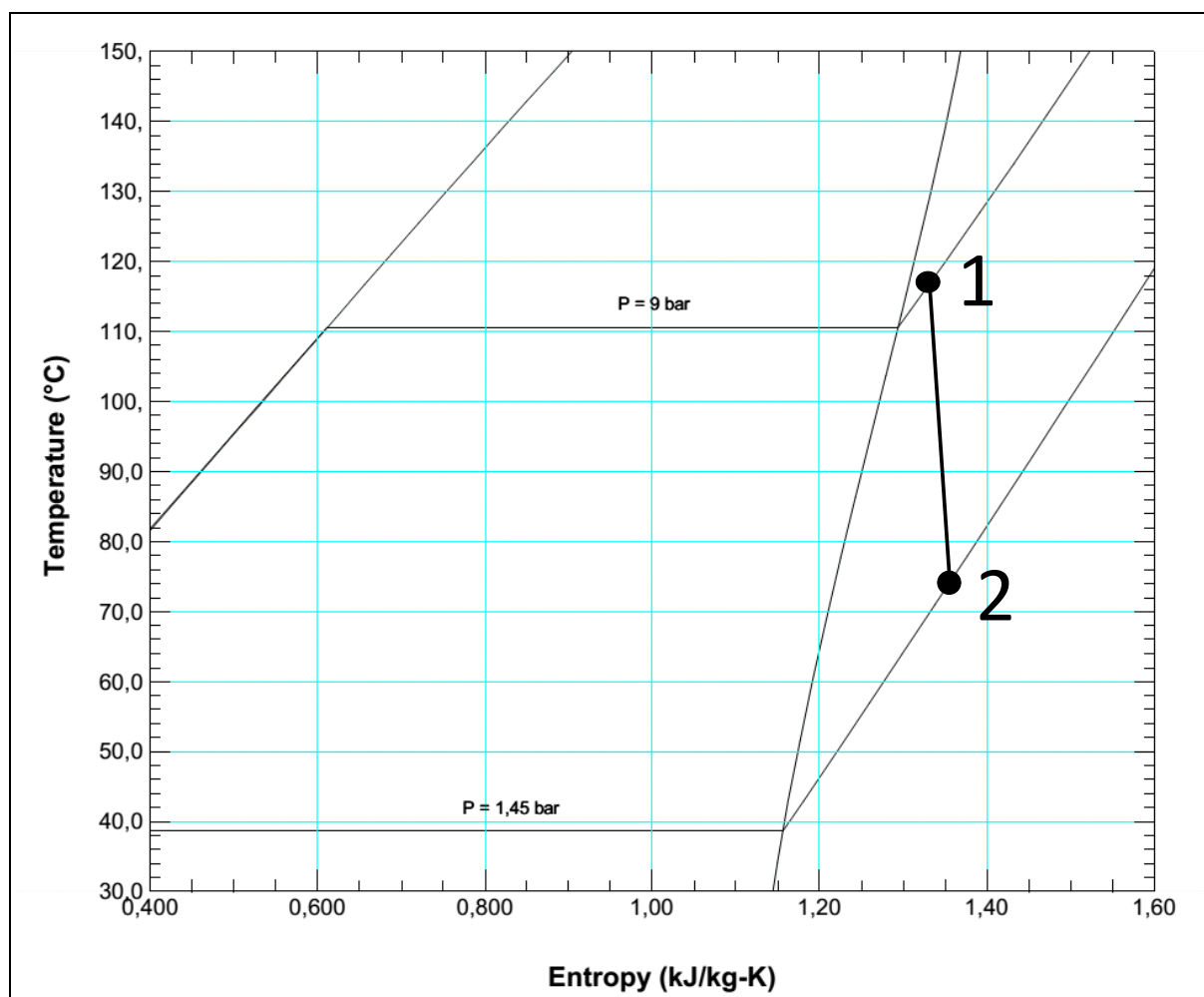
$$T_2 = 345,35 \text{ K}$$

**6.1.29. Trokuti brzina****Slika 23. Ulazni trokut brzina u radijalnu turbinu****Slika 24. Izlazni trokut brzina radijalne turbine**

### 6.1.30. Stanje na izlazu iz radialne turbine

Tablica 15. Stanje na izlazu iz radialne turbine

Temperatura (°C)	Tlak (bar)	Sp. Volumen (m <sup>3</sup> /kg)	Entalpija (kJ/kg)	Entropija (kJ/kgK)
72,2	1,45	0,26375	421,86	1,3442



Slika 25. T – s dijagram radialne turbine

Na slici 25. točka 1. predstavlja stanje na ulazu u radialnu turbinu, a točka 2 stanje na izlazu iz turbine.

## 7. ZAKLJUČAK

U sklopu ovoga rada, obrađena je tehnologija organskog Rankin-evog ciklusa za dobivanje električne energije iz obnovljivih izvora. Osmišljena je mala solarna elektrana snage 100 kW za koju se koristio ORC. Za solarno postrojenje koje je trebalo biti smješteno na otoku Visu proračunate su dozračene sunčane energije i na osnovi toga je dobiven broj kolektora potreban za realizaciju projekta.

Proveden je proračun tri različita tipa ekspandera za solarnu ORC. Najefikasniji tip ekspandera se pokazala aksijalna turbina koja je sa istim ulaznim parametrima jedina zadovoljila normu od 100 kW električne energije na mreži. Druga dva tipa ekspandera su se pokazala podjednako efikasna. Najlošija se pokazala Ljungstrom-ova radijalna turbina koja je dala najmanju snagu, malo bolja je bila radijalna turbina sa smjerom strujanja prema unutra (od oboda prema centru). Pošto je aksijalna turbina bila najefikasnija ona je odabrana kao ekspander za ORC. Za radnu tvar je odabran bio izopentan radi svojih dobrih svojstava kao što su niska temperatura isparavanja na okolišnom tlaku.

Radi nestašice fosilnih goriva te njihovog zagađenja okoliša, sve se više koriste obnovljivi izvori energije za proizvodnju električne energije. ORC je jako pogodan za nisko temperaturene izvore energije kao što su otpadna toplina iz industrije, geotermalna energija ili energija sunca. Danas se uglavnom koristi za dobivanje električne energije iz geotermalnih izvora, ali sve se više počinje koristiti za iskorištavanje solarne energije. Solarni ORC ima prednost pred klasičnim solarnim sustavima sa koncentracijom sunčeve energije te isparavanja vode zbog toga što je sve na znatno nižim temperaturama, stoga se mogu koristiti lošiji materijali kod izrade komponenata.

## **PRILOZI**

- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija

## LITERATURA

- [1] Guzović Z., Sakoman I., Lončar D. : *Influence of Working Fluid on ORC with low temperature geothermal source – Case study geothermal power plant „Babina Greda“*, HEFTA 2014
- [2] [http://en.wikipedia.org/wiki/Organic\\_Rankine\\_cycle](http://en.wikipedia.org/wiki/Organic_Rankine_cycle)
- [3] <http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/cmaps/eur.htm>
- [4] Nicholas Cirincione : *Design, Construction and commissioning of an organic rankine cycle waste heat recovery system with a tesla-hybrid turbine expander*. Colorado 2011
- [5] [http://www.ge-energy.com/products\\_and\\_services/products/turboexpanders/](http://www.ge-energy.com/products_and_services/products/turboexpanders/)
- [6] P. J. Mago, L. M. Chamra, C. Simayaji : *Performance analysis of different working fluids for use in organic Rankine cycle*, 2006.
- [7] R. Rayegan, Y. X. Tao : *A procedure to select working fluids for solar organic rankine cycles (ORCs)*, July 2010.
- [8] Mario Klun: *Parna turbina organskog rankineovog ciklusa kombi postrojenje*, FSB 2010.
- [9] <http://www.gasinnovations.com/literature/MSDS-Sheets/MSDS-ISOPENTANE.pdf>
- [10] Hong Gao, Chao Liu, Chao He, Xiaoxiao Xu, Shuangying Wu, Yourong Li: *Performance analysis and working fluid selection of a supercritical organic rankine cycle for low grade waste heat recovery*, Energies 2012
- [11] <http://www.centrometal.hr/cvskc-10-cijevni-vakuumski/>
- [12] William Johnston Kearton: *Steam turbine theory and practice*, 1947.
- [13] Bahaa Seleh, Gerald Koblbauer, Martin Wendland, Johann Fischer : *Working fluids for low-temperature organic rankine cycles*, 2005.
- [14] Gang Pei, Yun-zhu Li, Jing Li, Jie Ji : *Performance evaluation of a micro turbo-expander for application in low-temperature solar electricity generation*, 2011.
- [15] Guoquan Qiu, Hao Liu, Saffa Riffat: *Expanders for micro-CHP systems with organic rankine cycle*, 2011.
- [16] Musthafah b., Mohd Tahir, Noboru Yamada, Tetsuya Hoshino: *Efficiency of compact organic rankine cycle system with rotary vane type expander for low-temperature waste heat recovery*, 2010.



- 
- [17] Lars J. Brasz: *Ranking of working fluids for organic rankine cycle applications*, 2004.
- [18] Davor Bišćan: *Optimizacija korištenja srednjotemperaturnih izvora otpadne topline putem ORC procesa*, 2012.
- [19] Zvonimir Guzivić: *Podloge za vježbe iz predmeta turbostrojevi II*, 1994.
- [20] Boris Halasz, Antun Galović, Ivanka Boras: *Toplinske tablice*, 2008.
- [21] Abrie Rossouw: *Determining the initial design parameters of a radial-inflow turbine*, North-West University, december 2006.
- [22] Meherwan P. Boyce: *Gas turbine engineering handbook, second edition*, 2002.
- [23] S.L Dixon and C.A. Hall: *Fluid Mechanics and Thermodynamics of turbomachinery, sixth edition*, 2010.